

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ,  
МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ**

КІРОВОГРАДСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**КОНСТРУЮВАННЯ, ВИРОБНИЦТВО  
ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ  
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ  
МАШИН**

Загальнодержавний міжвідомчий  
науково-технічний збірник

Заснований у 1971 р.

За загальною редакцією М.І. Черновола

**Випуск 41**

**Частина I**

КІРОВОГРАД • 2011

УДК 631.3.001.1 (082)

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, вип. 41, ч. I. – Кіровоград: КНТУ, 2011. — 444 с.

В збірнику викладені питання розрахунку і конструювання, удосконалення конструкцій, створення і дослідження нових робочих органів сільськогосподарських машин, засобів механізації, електрифікації та автоматизації сільськогосподарського машинобудування. Описані результати досліджень технологій виробництва, надійності та довговічності машин. Дані практичні рекомендації по використанню результатів досліджень і дослідно-конструкторських розробок в сільськогосподарській і інших галузях машинобудування.

Збірник розрахований на наукових і інженерно-технічних робітників науково-дослідних інститутів, ВНЗ, конструкторських організацій і промислових підприємств.

Рекомендовано до друку Вченою радою Кіровоградського національного технічного університету, протокол №3 від 31 жовтня 2011 року.

Редакційна колегія: Бойко А.І., д.т.н., проф.; Гамалій В.Ф., д.ф-м.н., проф.; Зіновік М.А., д.х.н., проф.; Косінов М.М., к.т.н., доц. (відповідальний секретар); Носуленко В.І. д.т.н., проф.; Павленко І.І., д.т.н., проф.; Петренко М.М., к.т.н., проф. (заст. відп. редактора); Сало В.М., д.т.н., проф.; Черновол М.І., д.т.н., проф. (відповідальний редактор).

Адреса редакційної колегії: 25006, м. Кіровоград, пр. Університетський, 8, Кіровоградський національний технічний університет, тел.: 390-581, 390-472, 55-10-49.

Автори опублікованих матеріалів несуть відповідальність за підбір і точність наведених фактів, цитат, економіко-статистичних даних, власних імен та інших відомостей, а також за те, що матеріали не містять даних, які не підлягають відкритій публікації. Редакція може публікувати статті в порядку обговорення, не поділяючи точки зору автора.

Збірник включений ВАК України в перелік спеціалізованих видань з технічних наук (бюлетень ВАК №5 від 2010р.).

Реєстраційне свідоцтво: серія КВ № 15254 – 3826 ПР від 30.04.2009 р.

УДК 631.312:514.18

**В.В.Адамчук, акад. НААНУ, проф., д-р техн. наук***ННЦ «Інститут механізації і електрифікації сільського господарства»***В.М.Булгаков, проф., д-р техн. наук, акад. НААНУ, С.Ф.Пилипака, д-р техн. наук***Національний університет біоресурсів і природокористування України***М.Веселовські, д-р техн. наук, (Prof. Dr hab. Eng. Marian WESOŁOWSKI),****Я.Новак, д-р техн. наук, (Prof. Dr hab. Eng. Janusz NOVAK)***Люблінський аграрний університет, Польща*

## Теорія відносного руху матеріальної частинки по поверхні горизонтального циліндра, який обертається навколо вертикальної осі

Аналітично розглянуто відносний рух частинки по внутрішній поверхні циліндра із горизонтальною віссю, який обертається навколо вертикальної осі. Складено систему диференціальних рівнянь руху частинки, яку розв'язано чисельними методами. Знайдено кінематичні характеристики, з'ясовано закономірності відносного руху частинки по поверхні циліндра.

**частинка, відносний рух, внутрішня поверхня циліндра, диференціальні рівняння руху частинки**

**Постановка проблеми.** Необхідність дослідження відносного руху частинки по внутрішній поверхні горизонтального циліндра, який обертається навколо вертикальної осі, обумовлена проектуванням відцентрових апаратів із лопатками різних конструкцій. Від форми лопаток та конструктивних розмірів робочих органів апарату залежать кінематичні характеристики руху частинки. Для того, щоб покращити конструкцію апарату для його ефективної роботи, необхідно знати закономірності руху частинки в залежності від конструктивних особливостей робочих органів.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Складний рух частинок по шорстких поверхнях робочих органів сільськогосподарських машин розглянуто в фундаментальних працях [1, 2]. В них досліджено рух частинки по горизонтальному диску, що обертається навколо вертикальної осі, як без лопаток, так і з лопатками найпростіших конструкцій. В праці [3, 4] розглянуто випадок, коли прямолінійні лопатки із Г-подібним поперечним перерізом встановлені під певним кутом до горизонтальної площини. Така конструкція дозволяє забезпечити більшу дальність польоту частинки в порівнянні із горизонтальними лопатками. В праці [5] розглянуто рух частинки по плоскому диску, який обертається навколо осі, нахиленої до горизонту. Досліджено закономірності руху частинки по диску як без лопаток, так і з прямолінійними лопатками, розташованими в радіальному напрямі від осі обертання. В праці [6] розглянуто рух частинки по внутрішній поверхні горизонтально встановлених циліндричних лопаток у вигляді жолоба, прикріплених до горизонтального диска. Складання диференціальних рівнянь руху частинки по такій лопатці здійснено із застосуванням формул Френе.

**Мета дослідження.** Розробити нову теорію закономірностей руху матеріальних частинок по внутрішній поверхні горизонтального циліндра, який обертається навколо вертикальної осі, що перетинається із віссю циліндра.

**Основна частина.** Циліндр радіуса  $R$  опишемо в рухомій системі координат  $\tilde{O}\tilde{X}\tilde{Y}\tilde{Z}$ , який буде зв'язаний із нерухомою системою  $OXYZ$  через кут

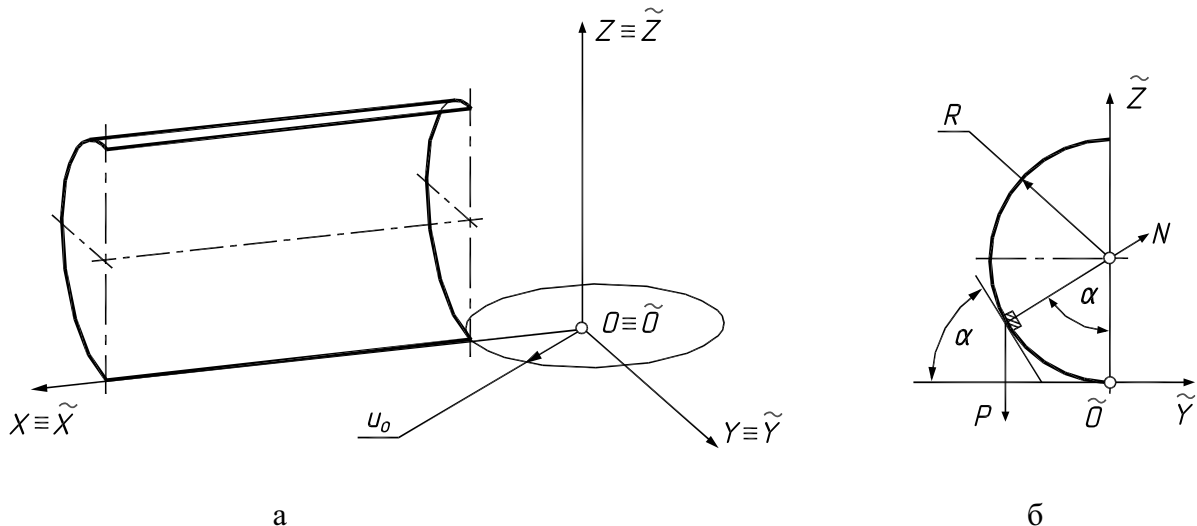
повороту  $\varphi$  навколо спільної осі  $\tilde{O}\tilde{X}\tilde{Y}\tilde{Z} \equiv OZ$  (рис. 2). Із врахуванням того, що нижня прямолінійна твірна циліндра збігається із віссю  $\tilde{O}\tilde{X}$ , його параметричні рівняння запишуться в такому вигляді:

$$\tilde{X} = u; \quad \tilde{Y} = -R \sin \alpha; \quad \tilde{Z} = R - R \cos \alpha, \quad (1)$$

де  $R$  – радіус кола – кривої поперечного перерізу циліндра;

$\alpha$  і  $u$  – змінні параметри поверхні, причому  $\alpha$  – кут повороту точки навколо осі циліндра (рис. 1,б);

$u$  – довжина прямолінійної твірної циліндра, відлік якої починається із початку координат.



а) системи координат збігаються, відлік змінної  $u$  починається від  $u_0$ ;  
б) вигляд збоку (вісь  $\tilde{O}\tilde{X}$  проєкціюється в точку)

Рисунок 1 – Розташування циліндричної поверхні в рухомій і нерухомій системах координат

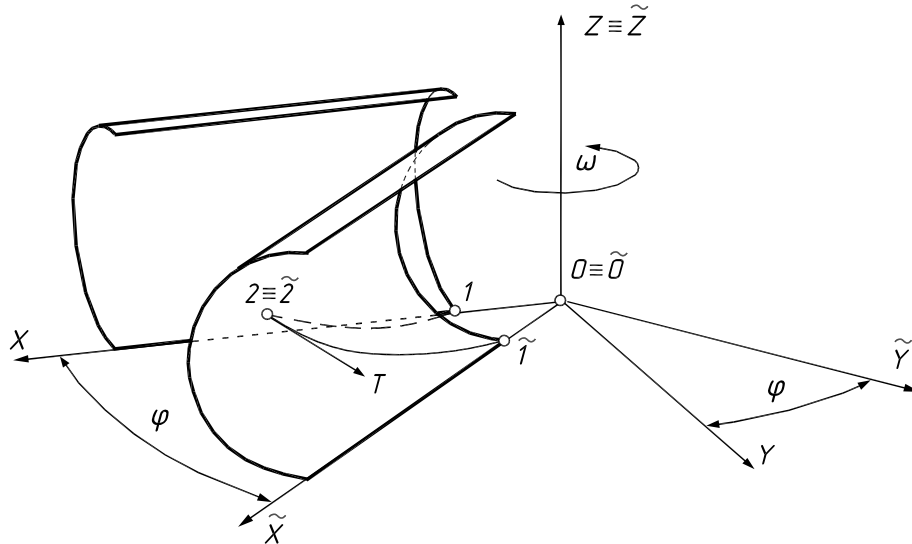
На рис. 1,а зображено циліндр в початковий момент часу  $t=0$ , коли дві системи координат збігаються. Циліндр розташований на відстані  $u_0$  від початку координат, що відповідає початковому значенню змінної  $u$ . Надамо рухомій системі обертального руху навколо спільної осі  $\tilde{O}\tilde{X} \equiv OZ$  із постійною кутовою швидкістю  $\omega$ . Тоді за час  $t$  рухома система разом із циліндром повернеться на кут  $\varphi$  по відношенню до нерухомої системи:

$$\varphi = \omega t. \quad (2)$$

На рис. 2 зображено циліндр у новому положенні, причому залишено і початкове положення, коли системи координат збігалися. Будемо вважати, що на початку руху частинка знаходилася в положенні 1, а після повороту на кут  $\alpha$  – в положенні 2. Її переміщення в просторі по кривій 1-2, яка позначена штриховою лінією, називається абсолютною траєкторією. Ця траєкторія отримана додаванням двох рухів: відносного руху частинки по кривій  $\tilde{1}\tilde{2}$  як сліду ковзання частинки по поверхні циліндра і переносного, яким є обертальний рух циліндра навколо осі  $OZ$ .

Задамо відносну траєкторію руху частинки по поверхні циліндра (1) у вигляді аналітичних залежностей, які необхідно в кінцевому підсумку розшукати. Лінія на поверхні циліндра буде задана, якщо ми дві незалежні змінні циліндра (1) поставимо у певну функціональну залежність у вигляді  $u=u(\alpha)$ ,  $\alpha=\alpha(u)$  або ж зв'яжемо їх функціональною залежністю через іншу незалежну змінну, за яку візьмемо час  $t$ :  $u=u(t)$ ,  $\alpha=\alpha(t)$ . В такому випадку рівняння (1) будуть залежними тільки від однієї змінної  $t$ , отже вони опишуть просторову криву і ця крива лежатиме на поверхні циліндра.




 Рисунок 2 – Розташування циліндричної поверхні після повороту рухомої системи на кут  $\varphi$ 

Знайдемо абсолютну траєкторію руху частинки. За час  $t$  вона здійснила відносне переміщення по поверхні циліндра за рівняннями (1), де  $u$  і  $\alpha$  є функціями часу  $t$  і поворот на кут  $\varphi$  (2). Вертикальна координата для обох систем однакова:  $\tilde{O}\tilde{X} \equiv OZ$ . Отже абсолютну траєкторію переміщення знайдемо поворотом рухомої системи з координатами (1) частинки в ній по відношенню до нерухомої навколо осі  $OZ$  за відомими формулами:

$$\begin{aligned} X &= \tilde{X} \cos \varphi - \tilde{Y} \sin \varphi; \\ Y &= \tilde{X} \sin \varphi + \tilde{Y} \cos \varphi; \\ Z &= \tilde{Z}. \end{aligned} \quad (3)$$

Підстановкою (1) і (2) в (3) знайдемо параметричні рівняння абсолютної траєкторії руху частинки:

$$\begin{aligned} x &= u \cos \omega t + R \sin \alpha \sin \omega t; \\ y &= u \sin \omega t - R \sin \alpha \cos \omega t; \\ z &= R - R \cos \alpha. \end{aligned} \quad (4)$$

Проекції абсолютної швидкості і абсолютного прискорення частинки на осі нерухомої системи координат  $OXYZ$  знайдемо послідовним диференціюванням рівнянь (4). Після диференціювання (4) і групування членів отримуємо проекції абсолютної швидкості наступного вигляду:

$$\begin{aligned} x' &= (u' + R\omega \sin \alpha) \cos \omega t - (u\omega - R\alpha' \cos \alpha) \sin \omega t; \\ y' &= (u' + R\omega \sin \alpha) \sin \omega t + (u\omega - R\alpha' \cos \alpha) \cos \omega t; \\ z' &= R\alpha' \sin \alpha. \end{aligned} \quad (5)$$

Після диференціювання виразів (5) і групування членів отримуємо проекції вектора абсолютного прискорення наступного вигляду:

$$\begin{aligned} x'' &= [u'' - u\omega^2 + 2R\omega\alpha' \cos \alpha] \cos \omega t - \\ &\quad - [R(\omega^2 + \alpha'^2) \sin \alpha - R\alpha'' \cos \alpha + 2u'\omega] \sin \omega t; \\ y'' &= [u'' - u\omega^2 + 2R\omega\alpha' \cos \alpha] \sin \omega t + \\ &\quad + [R(\omega^2 + \alpha'^2) \sin \alpha - R\alpha'' \cos \alpha + 2u'\omega] \cos \omega t; \\ z'' &= R(\alpha'' \sin \alpha + \alpha'^2 \cos \alpha). \end{aligned} \quad (6)$$

Функції часу  $u=u(t)$  і  $\alpha=\alpha(t)$  є невідомими, які треба розшукувати, склавши диференціальне рівняння абсолютного руху частинки у наступному вигляді:

$$\begin{aligned} mx'' &= F_X; \\ my'' &= F_Y; \\ mz'' &= F_Z, \end{aligned} \quad (7)$$

де  $m$  – маса матеріальної частинки;

$x'', y'', z''$  – проекції вектора абсолютного прискорення, отримані у виразі (6);

$F_X, F_Y, F_Z$  – проекції рівнодійної прикладених до частинки сил на осі нерухомої системи координат.

У рівняннях (6) у квадратних дужках є однакові вирази. Для компактного запису введемо наступні позначення:

$$\begin{aligned} A &= u'' - u\omega^2 + 2R\omega\alpha' \cos \alpha; \\ B &= R(\omega^2 + \alpha'^2) \sin \alpha - R\alpha'' \cos \alpha + 2u'\omega. \end{aligned} \quad (8)$$

Підставимо (6) із врахуванням позначень (8) у (7) і після проведення певних перетворень отримаємо:

$$\begin{aligned} mA &= F_Y \sin \omega t + F_X \cos \omega t; \\ mB &= F_Y \cos \omega t - F_X \sin \omega t; \\ mR(\alpha'' \sin \alpha + \alpha'^2 \cos \alpha) &= F_Z. \end{aligned} \quad (9)$$

Рівнодійна  $F$  складається із трьох прикладених до частинки сил. Перша – сила ваги  $P=mg$ , де  $g=9,81 \text{ м/с}^2$ , (рис. 1, б) проєкціюється тільки на вісь  $OZ$  із знаком “мінус”, тобто її проєкції на осі нерухомої системи координат будуть:

$$P_X = 0; \quad P_Y = 0; \quad P_Z = -mg. \quad (10)$$

Друга сила – реакція поверхні  $N$  на тиск частинки. Вона спрямована по нормалі до поверхні циліндра (рис. 1, б) і проєкціюється на осі рухомої системи координат  $\tilde{O}\tilde{X}\tilde{Y}\tilde{Z}$  наступним чином:

$$N_{\tilde{X}} = 0; \quad N_{\tilde{Y}} = N \sin \alpha; \quad N_{\tilde{Z}} = N \cos \alpha. \quad (11)$$

Третя сила – сила тертя частинки по поверхні  $T$ . Вона спрямована по дотичній до траєкторії відносного руху в протилежну сторону напрямку швидкості (рис. 2). Її величина є добутком сили реакції  $N$  на коефіцієнт тертя  $f$ :

$$T = fN. \quad (12)$$

Знайдемо одиничний вектор напрямку відносної швидкості, вздовж якого діє сила тертя  $T$ . Для цього продиференціюємо рівняння відносної траєкторії (1), маючи на увазі, що  $u=u(t)$  і  $\alpha=\alpha(t)$ :

$$\begin{aligned} \tilde{x}' &= u'; \\ \tilde{y}' &= -R\alpha' \cos \alpha; \\ \tilde{z}' &= R\alpha' \sin \alpha. \end{aligned} \quad (13)$$

Визначаємо проєкції одиничного вектора відносної швидкості (13) на осі  $\tilde{O}\tilde{X}\tilde{Y}\tilde{Z}$  рухомої системи координат:

$$\begin{aligned} &\frac{1}{\sqrt{\tilde{x}'^2 + \tilde{y}'^2 + \tilde{z}'^2}} \{ \tilde{x}'; \quad \tilde{y}'; \quad \tilde{z}' \} = \\ &= \left\{ \frac{u'}{\sqrt{u'^2 + R^2 \alpha'^2}}; \quad \frac{-R\alpha' \cos \alpha}{\sqrt{u'^2 + R^2 \alpha'^2}}; \quad \frac{R\alpha' \sin \alpha}{\sqrt{u'^2 + R^2 \alpha'^2}} \right\} \end{aligned} \quad (14)$$

Знаючи напрям відносної швидкості (14), можемо записати проекції сили тертя  $T$  (12) на осі  $\tilde{O}\tilde{X}\tilde{Y}\tilde{Z}$  рухомої системи координат, маючи на увазі, що вона спрямована в протилежну сторону:

$$T_{\tilde{X}} = -\frac{fNu'}{\sqrt{u'^2 + R^2\alpha'^2}}; \quad T_{\tilde{Y}} = \frac{fNR\alpha'\cos\alpha}{\sqrt{u'^2 + R^2\alpha'^2}}; \quad T_{\tilde{Z}} = -\frac{fNR\alpha'\sin\alpha}{\sqrt{u'^2 + R^2\alpha'^2}}. \quad (15)$$

Знайдені сили – реакції поверхні  $N$  (11) і тертя  $T$  (15) – представлені в проекціях на осі рухомої системи координат  $\tilde{O}\tilde{X}\tilde{Y}\tilde{Z}$ . Оскільки диференціальне рівняння (9) складено в проекціях на осі нерухомої системи  $OXYZ$ , то за формулами (3) перейдемо від проекцій сил (11) і (15) до їх проекцій на осі нерухомої системи координат:

$$\begin{aligned} N_x &= -N \sin \alpha \sin \omega t; \\ N_y &= N \sin \alpha \cos \omega t; \\ N_z &= N \cos \alpha. \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} T_x &= -fN \frac{u' \cos \omega t + R\alpha' \cos \alpha \sin \omega t}{\sqrt{u'^2 + R^2\alpha'^2}}; \\ T_y &= -fN \frac{u' \sin \omega t - R\alpha' \cos \alpha \cos \omega t}{\sqrt{u'^2 + R^2\alpha'^2}}; \\ T_z &= -fN \frac{R\alpha' \sin \alpha}{\sqrt{u'^2 + R^2\alpha'^2}}. \end{aligned} \quad (17)$$

Знайдемо проекції рівнодійної сили на осі нерухомої системи координат  $OXYZ$ , сумуючи проекції складових із (10), (16) і (17):

$$F_x = P_x + N_x + T_x = -N \left( \sin \alpha \sin \omega t + f \frac{u' \cos \omega t + R\alpha' \cos \alpha \sin \omega t}{\sqrt{u'^2 + R^2\alpha'^2}} \right); \quad (18)$$

$$F_y = P_y + N_y + T_y = N \left( \sin \alpha \cos \omega t - f \frac{u' \sin \omega t - R\alpha' \cos \alpha \cos \omega t}{\sqrt{u'^2 + R^2\alpha'^2}} \right); \quad (19)$$

$$F_z = P_z + N_z + T_z = -mg + N \left( \cos \alpha - f \frac{R\alpha' \sin \alpha}{\sqrt{u'^2 + R^2\alpha'^2}} \right). \quad (20)$$

Підставимо отримані вирази із (18), (19), (20) у (9) і після перетворень одержимо:

$$\begin{aligned} mA &= -f \frac{Nu'}{\sqrt{u'^2 + R^2\alpha'^2}}; \\ mB &= N \left( \sin \alpha + f \frac{R\alpha' \cos \alpha}{\sqrt{u'^2 + R^2\alpha'^2}} \right); \end{aligned} \quad (21)$$

$$mR(\alpha'' \sin \alpha + \alpha'^2 \cos \alpha) = -mg + N \left( \cos \alpha - f \frac{R\alpha' \sin \alpha}{\sqrt{u'^2 + R^2\alpha'^2}} \right).$$

Із останнього рівняння (21) знайдемо вираз для сили реакції  $N$ :

$$N = \frac{m\sqrt{u'^2 + R^2\alpha'^2}(g + R\alpha'' \sin \alpha + R\alpha'^2 \cos \alpha)}{\sqrt{u'^2 + R^2\alpha'^2} \cos \alpha - fR\alpha' \sin \alpha}. \quad (22)$$

Підставимо вираз  $N$  із (22),  $A$  і  $B$  із (8) в перші два рівняння (21), скоротивши на масу  $m$  і після перетворень остаточно одержимо:

$$\begin{aligned}
 u'' - u\omega^2 + 2R\omega\alpha' \cos \alpha &= -fu' \frac{g + R\alpha'' \sin \alpha + R\alpha'^2 \cos \alpha}{\sqrt{u'^2 + R^2\alpha'^2} \cos \alpha - fR\alpha' \sin \alpha}; \\
 R(\omega^2 + \alpha'^2) \sin \alpha - R\alpha'' \cos \alpha + 2u'\omega &= \\
 &= \frac{g + R\alpha'' \sin \alpha + R\alpha'^2 \cos \alpha}{\sqrt{u'^2 + R^2\alpha'^2} \cos \alpha - fR\alpha' \sin \alpha} (\sqrt{u'^2 + R^2\alpha'^2} \sin \alpha + fR\alpha' \cos \alpha).
 \end{aligned}
 \quad (23)$$

Система двох нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку (23) включає в себе дві невідомі функції часу:  $u=u(t)$  і  $\alpha=\alpha(t)$ . Для її чисельного розв'язання був застосований пакет *Simulink* системи *MatLab*. Він зручний тим, що розшукувані функції  $u=u(t)$  і  $\alpha=\alpha(t)$ , а також інші зберігає у вигляді числових масивів, які можуть бути представлені графіками. Таке зберігання даних дозволяє виключати спільний параметр двох функцій і одержувати нову залежність, що не завжди є можливим при аналітичному представленні функцій. Наприклад, при необхідності можна отримати графік  $u=u(\alpha)$  або  $\alpha=\alpha(u)$ . Такою можливістю будемо користуватися в подальшому.

Важливими кінематичними характеристиками відносного руху частинки є відносна траєкторія та відносна швидкість. Відносну траєкторію можна побудувати на поверхні циліндра, підставивши одержані в результаті чисельного інтегрування функції  $u=u(t)$  і  $\alpha=\alpha(t)$  в параметричні рівняння (1). На рис. 3 показані відносні траєкторії при різних значеннях коефіцієнта тертя і сталих значеннях інших параметрів. Частинка подавалася на циліндр на відстані 0,05 м від осі обертання при кутовій швидкості  $\omega=25 \text{ рад/с}$ . Чим менше коефіцієнт тертя, тим на більшу висоту по поверхні циліндра піднімається частинка. При коефіцієнті тертя  $f=0,5$  вона піднімається до твірної циліндра, що відповідає куту  $90^\circ$  (на рис. 3 ця твірна показана штриховою лінією). Дослідження показали, що при необмеженій довжині циліндра всі траєкторії наближаються до цієї твірної.

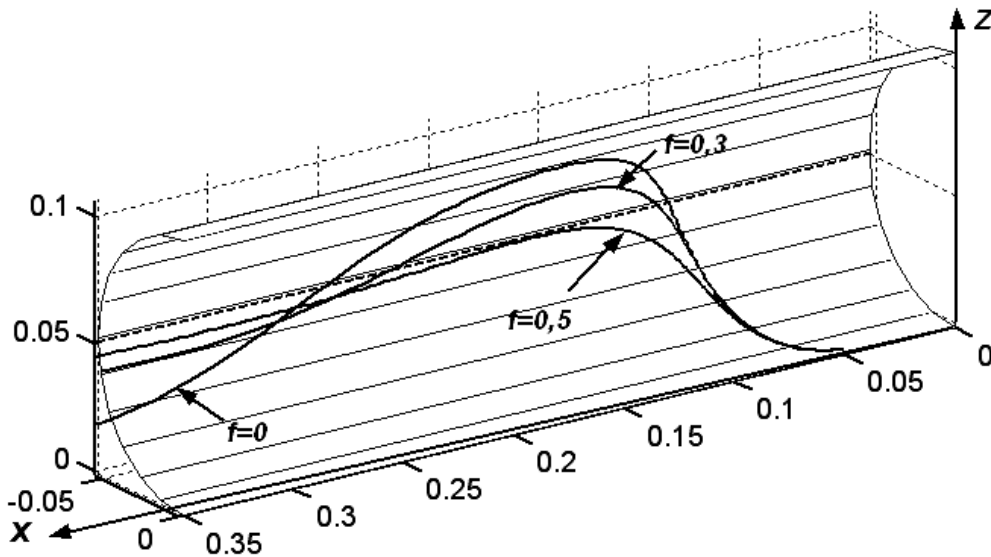
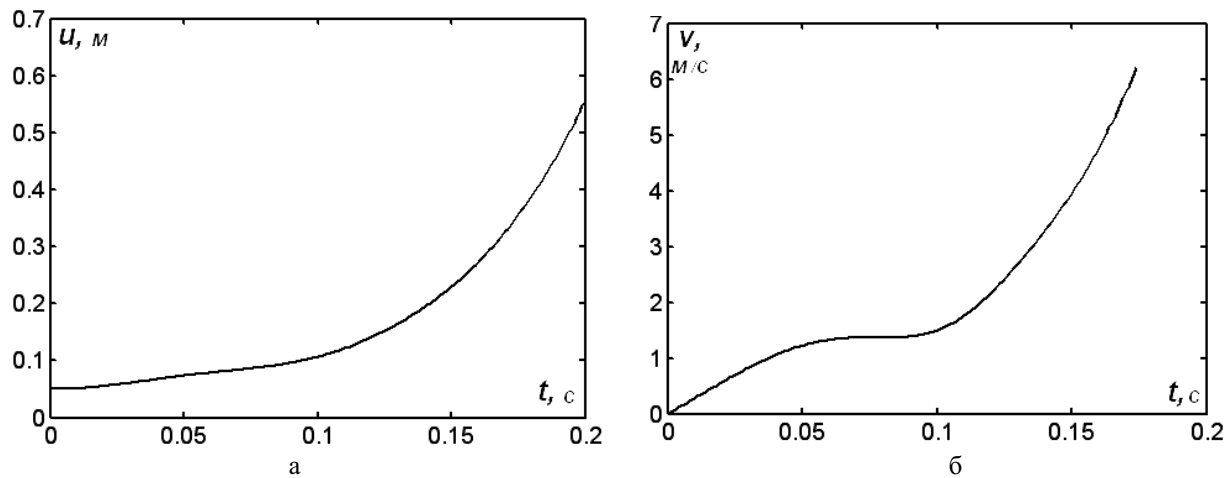


Рисунок 3 – Відносні траєкторії руху частинки з різними коефіцієнтами тертя при  $R=0,05 \text{ м}$ ;  $\omega=25 \text{ рад/с}$ ;  $u_0=0,05 \text{ м}$ .

Щоб узнати час, за який частинка пройде траєкторію по циліндру довжиною 0,3 м (на рис. 3 кінець циліндра відповідає позначці 0,35 м тому що відносний рух починається при  $u_0=0,05 \text{ м}$ , тобто за 0,05 м від осі обертання  $OZ$  і довжина циліндра, по якій рухається частинка, становить 0,3 м), скористаємося графіком залежності  $u=u(t)$ . На рис. 4,а цей графік зображено при зміні часу  $t$  в межах 0...0,2 с. За цей час

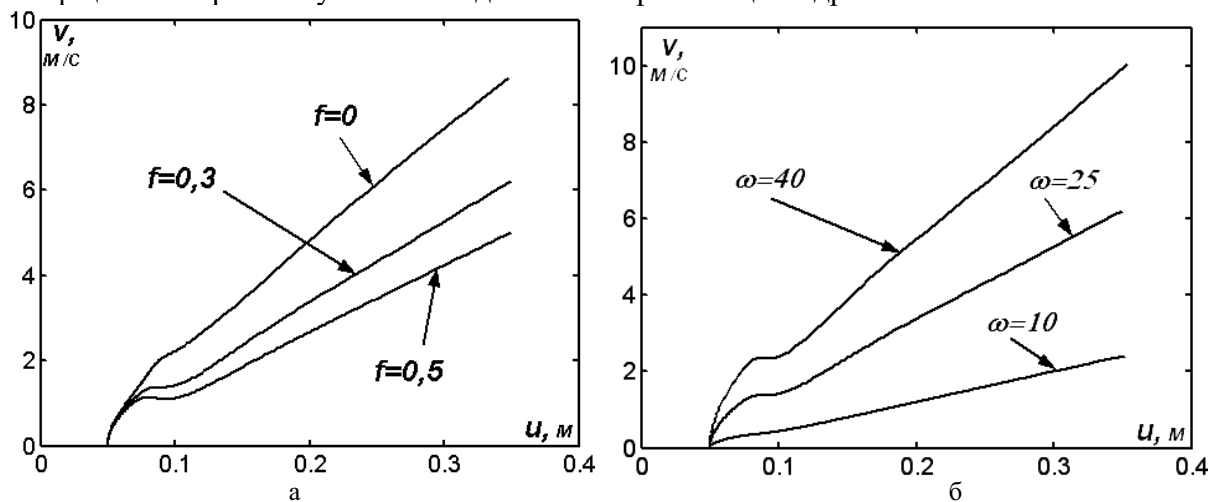
частинка долає циліндр довжиною біля  $0,55$  м. При збільшенні фрагмента графіка навпроти  $0,3$  м на осі часу можна знайти точне значення:  $t=0,174$  с (при  $f=0,3$ ). Виставивши межі інтегрування від  $0$  до  $0,174$  побудуємо графік відносної швидкості за залежністю  $V = \sqrt{\tilde{x}'^2 + \tilde{y}'^2 + \tilde{z}'^2} = \sqrt{u'^2 + R^2 \alpha'^2}$  (рис. 4,б).



а) графік залежності зростання довжини циліндра при русі частинки по ньому;  
б) графік залежності зростання відносної швидкості

Рисунок 4 – Графіки зміни деяких параметрів відносного руху частинки у функції часу

Із нього видно, що в момент сходу частинки із циліндра її відносна швидкість становить більше  $6$  м/с, причому на циліндрі є ділянка, де вона постійна і становить приблизно  $1,5$  м/с. Проте із графіка на рис. 4,б важко сказати, в якій частині поверхні це відбувається. Якщо виключимо із залежностей  $u=u(t)$  і  $V=V(t)$  час  $t$ , то ми зможемо побудувати графік залежності  $V=V(u)$ . На рис. 5 ці графіки наведені для різних коефіцієнтів тертя та кутових швидкостей обертання циліндра.



а) для різних коефіцієнтів тертя при  $\omega=25$  рад/с;  
б) для різних кутових швидкостей обертання при  $f=0,3$

Рисунок 5 – Графіки залежності відносної швидкості від довжини циліндра при  $R=0,05$  м;  $u_0=0,05$  м

Тепер із графіків на рис. 5 видно, що швидкість частинки різко зростає при проходженні приблизно  $0,025$  м довжини циліндра, наступних  $0,025$  м швидкість близька до постійної і далі наростає за лінійним законом. Можна також побудувати залежність швидкості від величини підйому частинки в кутовому вимірі  $V=V(\alpha)$  (рис. 6, а). Ці графіки разом із траєкторією відносного руху по поверхні циліндра (рис. 3) дають уявлення про характер руху частинки.

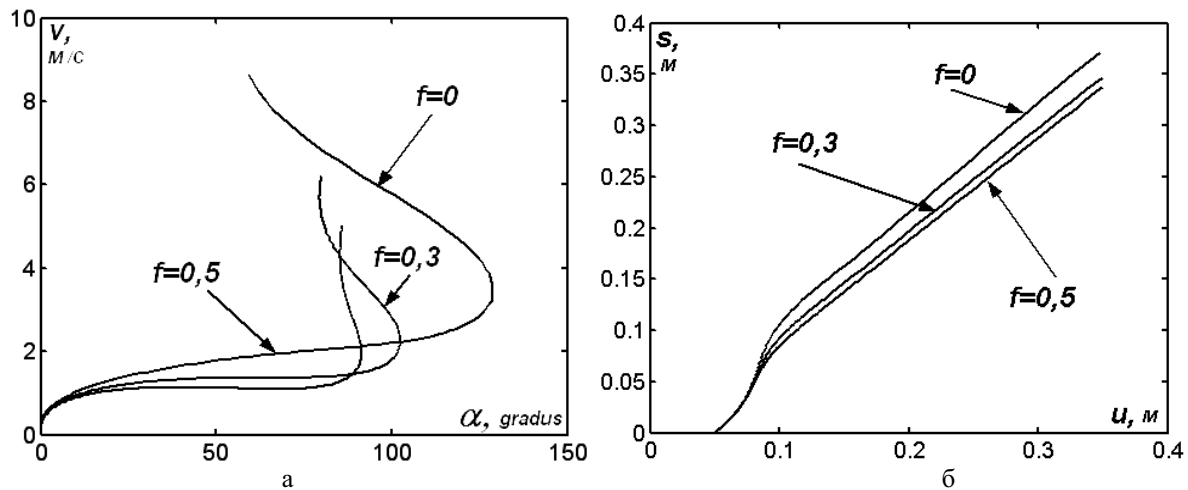


Рисунок 6 – Графіки залежностей руху частинки при  $R=0,05$  м;  $u_0=0,05$  м ( $u=0,05\dots0,35$ );  $\omega=25$  рад/с і різних коефіцієнтах тертя: а) графік залежності  $V=V(\alpha)$ ; б) графік залежності  $s=s(u)$

Визначимо довжину шляху  $s$ , який проходить частинка при русі по циліндрі довжиною  $0,3$  м. Для цього інтегруємо вираз відносної швидкості по часу  $t$ :  $s = \int \sqrt{\tilde{x}'^2 + \tilde{y}'^2 + \tilde{z}'^2} dt = \int \sqrt{u'^2 + R^2 \alpha'^2} dt$ . На рис 6, б наведена залежність  $s=s(u)$  виключенням часу  $t$  із залежностей  $s=s(t)$  і  $u=u(t)$ . Із нього видно, що найдовший шлях ( $\approx 0,37$  м) частинка проходить при відсутності тертя ( $f=0$ ). Це пояснюється тим, що її траєкторія здійснює найбільші коливання при русі по циліндру (рис. 3).

Із рис 3 видно, що частинка при русі по циліндру у відцентровому напрямі здійснює певні коливання відносно прямолінійної твірної циліндра, що відповідає кутів  $\alpha=90^\circ$ . На рис. 7, а побудовано графік залежності  $\alpha=\alpha(u)$  для циліндра довжиною  $1$  м. З нього видно, що чим більший коефіцієнт тертя, тим швидше затухають коливання відносно цієї твірної і траєкторія руху частинки по мірі її віддалення наближається до прямолінійної.

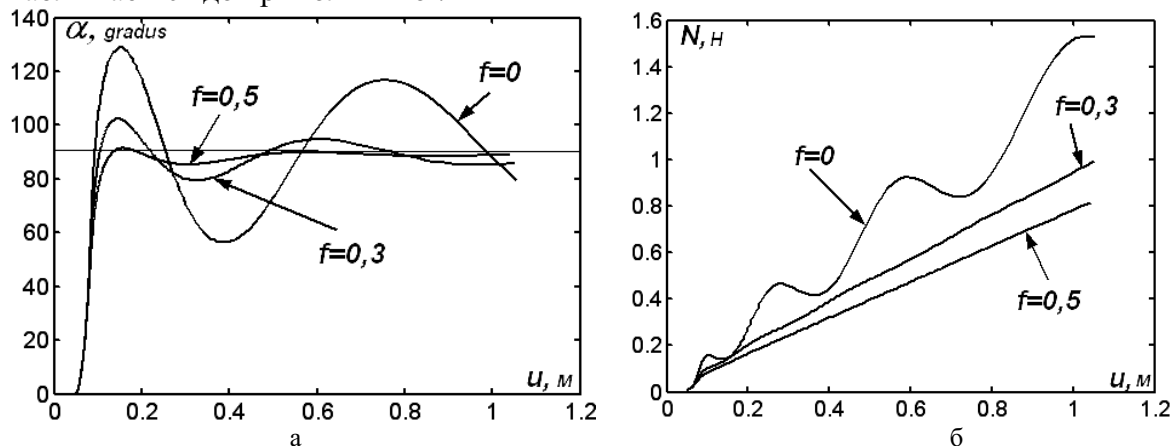


Рисунок 7 – Графіки залежностей руху частинки при  $R=0,05$  м;  $u_0=0,05$  м ( $u=0,05\dots1,05$ );  $\omega=25$  рад/с і різних коефіцієнтах тертя: а) графік залежності  $\alpha=\alpha(u)$ ; б) графік залежності  $N=N(u)$

На рис. 7, б побудовано графік залежності тиску  $N$ , який чинить поверхня на частинку, від довжини циліндра. Для знаходження залежності  $N=N(t)$  була використана формула (22) при масі частинки  $m=0,001$  кг і в подальшому виключенням змінної  $t$  було перейдено до залежності  $N=N(u)$ . Взагалі маса частинки для кінематичних характеристик (траєкторії, відносної і абсолютної швидкостей, прискорень) не має значення, оскільки вона скорочується в кінцевих рівняннях, але для сили тиску вона, безумовно, має значення. З рис. 7,б видно, що величина сили тиску дуже швидко

стабілізується і росте за лінійним законом за виключенням руху частинки по абсолютно гладенькій поверхні (при  $f=0$ ), де вона зберігає коливальний характер.

В праці [6] зазначається, що можливі випадки, коли частинка при попаданні на циліндр поблизу осі обертання рухається інакше від тих частинок, які попадають на нього далі від осі обертання, а саме вона розвертається, намагаючись рухатися по спіралі. Це відбувається при певних співвідношеннях радіуса циліндра  $R$ , точки попадання на циліндр  $u_0$  і інших кінематичних характеристиках. Зокрема, при  $R=0,15$  м;  $u_0=0,05$  м;  $\omega=25$  рад/с;  $f=0,3$  частинка уже розвертається (тобто при збільшенні радіуса  $R$  від  $0,05$  м до  $0,15$  м). Така поведінка частинки при зазначених параметрах отримала підтвердження і в наших дослідженнях. Зупинимось на цьому більш детально.

На рис. 8 зображено циліндр радіуса  $R = 0,15$  м, продовжений на  $0,35$  м в обидві сторони від осі обертання з нанесеними на нього відносними траєкторіями руху частинки. Траєкторії частинки, які попадають на циліндр на відстані  $u_0=0,05$  м (позначена цифрою 1) і при  $u_0=0,03$  м (позначена цифрою 2) відрізняються від інших. В праці [6] пояснюється це тим, що при великих радіусах циліндра частина поверхні біля нижньої твірної наближається до горизонтальної площини і тоді частинка починає рухатися по поверхні, як по горизонтальному диску, тобто по спіралі. Причому ця спіраль (траєкторія 1, рис. 8) продовжується у верхню частину циліндра або в нижню (траєкторія 2).

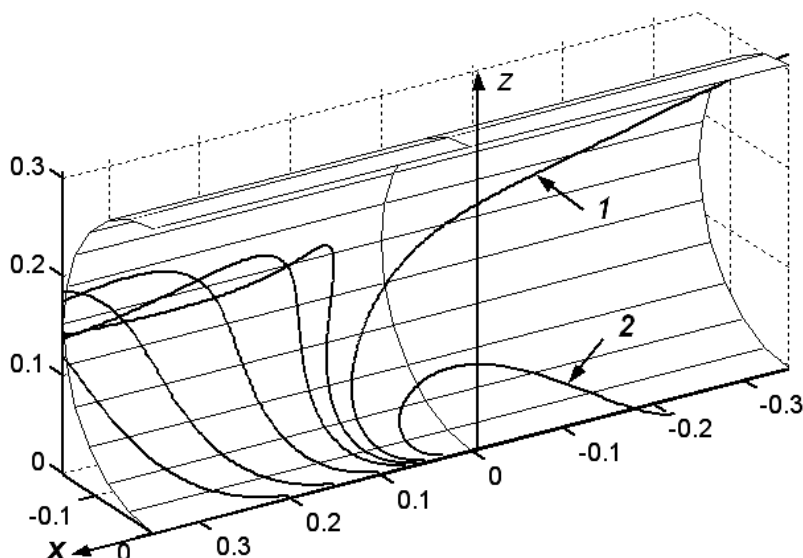


Рисунок 8 – Відносні траєкторії руху частинки, яка попадає на циліндр на різних відстанях від осі обертання ( $u_0=0,03$  м;  $0,05$  м;  $0,06$  м;  $0,07$  м;  $0,1$  м;  $0,15$  м;  $0,2$  м) при  $R=0,15$  м;  $\omega=25$  рад/с;  $f=0,3$ .

Дослідження показали, що обидві ці траєкторії при подальшому русі теж наближаються до прямолінійної твірної, яка знаходиться на протилежній стороні другої половини циліндра (на рис. 8 не показано) що відповідає куту  $\alpha=270^\circ$  або ж  $\alpha=-90^\circ$ , що одне і те ж саме. Оскільки таке наближення відбувається на значній відстані від осі обертання, то за ним краще спостерігати за графіками зміни кута  $\alpha$ . На рис. 9 ці графіки зображені у функції часу. Судячи із них, обидві частинки з часом наближаються до однієї і тієї ж прямолінійної твірної, однак це наближення відбувається по різному. Частинка, що має траєкторію 1, до вказаної твірної рухається через верхню частину циліндра, а частинка з траєкторією 2 – через нижню частину. Обидві частинки, наближаючись до вказаної твірної, одночасно рухатимуться у відцентровому напрямі в протилежну сторону осі  $OX$ . Таким же чином будуть рухатися і частинки, які попадатимуть на нижню твірну циліндра на відстані, більшій від  $0,05$  м, але з протилежної сторони, тобто при  $u_0 < 0,05$  м. Якщо ж частинка попаде на нижню твірну в

проміжку  $0 < u_0 < 0,05$  м, то вона теж по спіралі аналогічним чином перейде на протилежну частину циліндра, яку зображено на рис. 8 і далі рухатиметься в напрямі осі  $OX$ , наближаючись до середньої твірної напівциліндра. Якщо ж частинку помістити в початок координат ( $u_0 = 0$ ), то вона взагалі рухатися не буде.

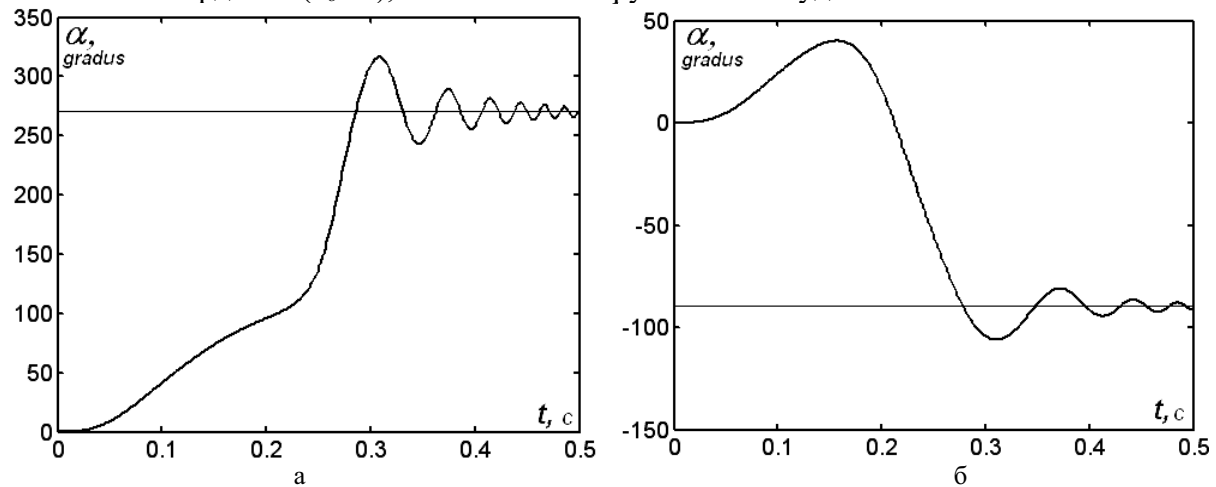


Рисунок 9 – Графіки зміни кута  $\alpha$  у функції часу  $t$  для частинок, що намагаються рухатися поверхнею циліндра по спіралі: а) графік для траєкторії 1 (рис. 8); б) графік для траєкторії 2 (рис. 8)

Проте навіть якщо циліндр був би повний, а не його половину, то описаний рух частинки із траєкторіями 1 і 2 не відбувся б. Справа в тому, що для цих траєкторій графік зміни тиску носить знакоперемінний характер, тобто величина тиску може бути як додатною, так і від'ємною. Аналітично ми зобов'язали частинку бути на поверхні циліндра, але на фізичній моделі вона мала б бути між двома співвісними циліндрами. Зміна знаку тиску означає, що тиск чиниться поперемінно на зовнішній і внутрішній циліндри. Оскільки в нашому випадку внутрішній циліндр відсутній, то це означає, що в момент зміни знака тиску частинка просто відірветься від поверхні. Коли це відбувається, можна прослідкувати на графіках  $\alpha = \alpha(N)$ , зображених на рис. 10. Згідно графіка на рис. 10, а, частинка, яка рухається траєкторією 1, відірветься від поверхні, не досягнувши середньої твірної напівциліндра, що відповідає кутові  $\alpha = 90^\circ$ . Це відбудеться на поверхні при  $u \approx 0$  (рис. 8). Що стосується частинки, яка рухається траєкторією 2, то вона теж відірветься від поверхні, не досягнувши в кутовому вимірі висоти  $\alpha = 40^\circ$  (рис. 10, б). На поверхні це теж відбудеться при  $u \approx 0$  (рис. 8). Згідно графіків на рис. 10, існують області в кутовому вимірі, в яких частинка не зможе рухатися по поверхні циліндра за заданих початкових умов. Для частинки із траєкторією 1 це, наприклад, ділянка поверхні, яка відповідає зміні кута  $\alpha$  в межах  $80^\circ < \alpha < 140^\circ$ .

Нами розглянуто особливості відносного руху частинки по поверхні горизонтального циліндра. Що стосується кінематичних характеристик абсолютного руху, то вони можуть бути знайдені за рівняннями (4), (5), (6) при допомозі знайдених при чисельному інтегруванні залежностей  $u = u(t)$  і  $\alpha = \alpha(t)$  та їх похідних.



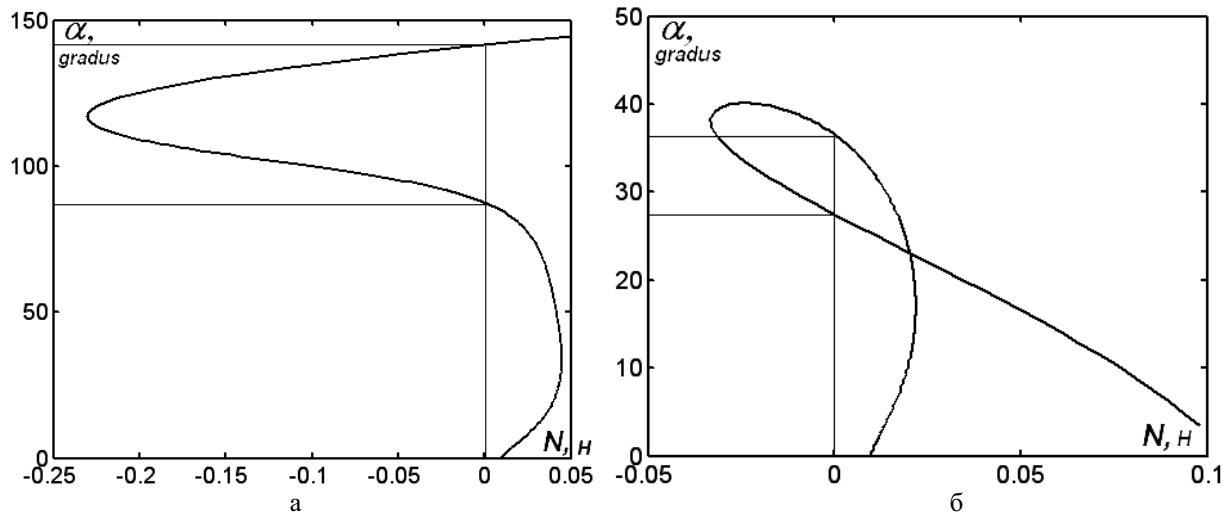


Рисунок 10 – Графіки зміни кута  $\alpha$  у функції тиску  $N$  для частинок, що намагаються рухатися поверхнею циліндра по спіралі: а) графік для траєкторії 1 (рис. 8); б) графік для траєкторії 2 (рис. 8)

**Висновки.** Якщо матеріальна частинка попадає на внутрішню поверхню горизонтального циліндра, який обертається навколо вертикальної осі, що перетинається із віссю циліндра, то при відносному русі частинки у відцентровому напрямі вона наближається до прямолінійної твірної циліндра, яка знаходиться на тій же висоті, що і вісь циліндра. При цьому виникає певний коливальний рух частинки біля цієї твірної, який з часом затухає, переходячи у прямолінійний. При такій стабілізації руху відносна швидкість частинки наближається до лінійного закону зростання. Стабілізація руху відбувається швидше для частинок, які мають більший коефіцієнт тертя по поверхні. В залежності від вихідних умов на нижній твірній циліндра є точки, при попаданні в яких частинка намагається рухатися по спіралі і при цьому перейти на протилежну сторону циліндра, однак в певній частині траєкторії відбувається її відрив від поверхні.

## Список літератури

1. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / Василенко П.М. К.: УАСХН, 1960. – 283 с.
2. Заика П.М. Избранные задачи земледельческой механики / Заика П.М. – К.: Изд-во УСХА, 1992. – 507 с.
3. Адамчук В.В. Дослідження загального випадку розгону мінеральних добрив відцентровим розсіювальним органом / Адамчук В.В. // Вісник аграрної науки. – К., 2003. № 12. – С. 51-57.
4. Адамчук В.В. Дослідження залежності дальності польоту мінеральних добрив від кута нахилу лопаток розсіювального органу до горизонтальної площини / В.В. Адамчук, В.К. Мойсеєнко // Міжвідомчий тематичний наук. збірник “Механізація та електрифікація сільського господарства”. – Глеваха: ННЦ “ІМЕСГ”, 2004. – Вип. 88. – С. 23-36.
5. Адамчук В.В. Дослідження руху частинки по плоскому диску, який обертається навколо перпендикулярної осі, нахиленої до горизонту / Адамчук В.В., Булгаков В.М., Пилипака С.Ф. // Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. – Львів: Львів. нац. аграр. ун-т, 2008. – № 12 (2). – С. 189-197.
6. Пилипака С.Ф. Математична модель руху матеріальної частинки у відцентровому розсіювальному апараті із циліндричними лопатками / С.Ф. Пилипака, В.В. Адамчук, В.М. Булгаков // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Вип. 39. – Кіровоград: КНТУ, 2009. – С. 3-11.

*В. Адамчук, В. Булгаков, С. Пилипака, М. Веселовски, Я. Новак*

**Теория относительного движения материальной частицы по поверхности горизонтального цилиндра, который вращается около вертикальной оси**

Рассмотрено относительное движение частицы по внутренней поверхности цилиндра из горизонтальной осью, который вращается около вертикальной оси. Составлено систему дифференциальных уравнений движения частицы, которую решено численными методами. Найдены кинематические характеристики, выяснены закономерности относительного движения частицы по поверхности цилиндра.

*V. Adamchuk, V. Bulgakov, S. Pilipaka, M. Weselowski, J. Novak*

**Research of relative motion of a material corpuscle on a surface of the horizontal cylinder which is twirled about an axis of yaw**

The corpuscle relative motion on an interior surface of the cylinder from a horizontal axis which is twirled about an axis of yaw is observed. It is made system of the differential equations of driving of a corpuscle which it is solved by numerical methods. Motion characteristics are discovered, regularity of relative motion of a corpuscle on a cylinder surface is become clear.

Одержано 05.09.11

**УДК 631.356.02**

**І.В.Головач, д-р техн. наук**

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

**М.О. Свірень, проф., канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

**В.М. Пришляк, канд. техн. наук**

*Вінницький національний аграрний університет*

## **Обґрунтування ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом**

Обґрунтована ударна взаємодія вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду, закріпленого у ґрунті, при вібраційному викопуванні. На підставі отриманих рівнянь, що описують зазначений процес, знайдені кінематичні та конструкційні параметри викопуючого робочого органу з умов не зламування коренеплодів.

**закріплений у ґрунті коренеплод, вібраційний викопуючий робочий орган, вилучення коренеплоду з ґрунту**

**Вступ.** Вібраційне викопування коренеплодів цукрового буряку набуло широкого розповсюдження у багатьох бурякосіючих країнах. Воно має ряд переваг у порівнянні з іншими способами викопування. Тому саме цей технологічний процес потребує докладного аналітичного дослідження та подальшої розробки вдосконалених вібраційних викопуючих органів.

**Постановка проблеми.** При виконанні будь-якого технологічного процесу необхідними умовами є забезпечення продуктивності, зниження енергозатрат та підвищення якості виконання технологічного процесу.

Стосовно бурякозбиральних машин необхідною умовою забезпечення якості виконання технологічного процесу є, у першу чергу, непошкодження коренеплодів при їх викопуванні. Цілком очевидно, що найбільша ймовірність пошкодження коренеплодів існує при наявності ударної взаємодії робочого органу бурякозбиральної машини з тілом коренеплоду, закріпленого у ґрунті. А тому виникає необхідність

Рассмотрено относительное движение частицы по внутренней поверхности цилиндра из горизонтальной осью, который вращается около вертикальной оси. Составлено систему дифференциальных уравнений движения частицы, которую решено численными методами. Найдены кинематические характеристики, выяснены закономерности относительного движения частицы по поверхности цилиндра.

*V. Adamchuk, V. Bulgakov, S. Pilipaka, M. Weselowski, J. Novak*

**Research of relative motion of a material corpuscle on a surface of the horizontal cylinder which is twirled about an axis of yaw**

The corpuscle relative motion on an interior surface of the cylinder from a horizontal axis which is twirled about an axis of yaw is observed. It is made system of the differential equations of driving of a corpuscle which it is solved by numerical methods. Motion characteristics are discovered, regularity of relative motion of a corpuscle on a cylinder surface is become clear.

Одержано 05.09.11

**УДК 631.356.02**

**І.В.Головач, д-р техн. наук**

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

**М.О. Свірень, проф., канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

**В.М. Пришляк, канд. техн. наук**

*Вінницький національний аграрний університет*

## **Обґрунтування ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом**

Обґрунтована ударна взаємодія вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду, закріпленого у ґрунті, при вібраційному викопуванні. На підставі отриманих рівнянь, що описують зазначений процес, знайдені кінематичні та конструкційні параметри викопуючого робочого органу з умов не зламування коренеплодів.

**закріплений у ґрунті коренеплод, вібраційний викопуючий робочий орган, вилучення коренеплоду з ґрунту**

**Вступ.** Вібраційне викопування коренеплодів цукрового буряку набуло широкого розповсюдження у багатьох бурякосіючих країнах. Воно має ряд переваг у порівнянні з іншими способами викопування. Тому саме цей технологічний процес потребує докладного аналітичного дослідження та подальшої розробки вдосконалених вібраційних викопуючих органів.

**Постановка проблеми.** При виконанні будь-якого технологічного процесу необхідними умовами є забезпечення продуктивності, зниження енергозатрат та підвищення якості виконання технологічного процесу.

Стосовно бурякозбиральних машин необхідною умовою забезпечення якості виконання технологічного процесу є, у першу чергу, непошкодження коренеплодів при їх викопуванні. Цілком очевидно, що найбільша ймовірність пошкодження коренеплодів існує при наявності ударної взаємодії робочого органу бурякозбиральної машини з тілом коренеплоду, закріпленого у ґрунті. А тому виникає необхідність

дослідити теоретично зазначену ударну взаємодію і на основі отриманих результатів визначити кінематичні і конструктивні параметри викопуючих робочих органів з умов непошкодження коренеплодів при їх вібраційному викопуванні.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Фундаментальні теоретичні дослідження процесу вібраційного викопування коренеплодів здійснені у працях [1] - [7].

Проте ударна взаємодія вібраційного викопуючого органу з тілом коренеплоду, закріпленого у ґрунті, тут не розглядається. Лише в роботах [8] і [9] приведені деякі експериментальні результати ударної взаємодії маятникового копіра з головою коренеплоду. Тому у даній роботі досліджена ударна взаємодія вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду в момент його наїзду на коренеплід.

Оскільки коренеплоди відносно осі рядка досить часто розташовані з деяким відхиленням, то нерідко може мати місце ударна взаємодія коренеплоду з робочим органом в одній точці, тобто з одним із клинів. Саме такий випадок розглянутий у даній роботі.

**Мета дослідження.** Розробити основні положення теорії ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду, закріпленого у ґрунті, і на основі отриманих результатів обґрунтувати раціональні конструкційні і кінематичні параметри викопуючих робочих органів та виконання технологічного процесу викопування коренеплодів цукрового буряку з умов їхнього не зламання.

**Результати досліджень.** При наближенні вібраційного викопуючого робочого органу до коренеплоду розпушений ґрунт між лемешами і коренеплодом, внаслідок коливань лемешів, майже не накопичується, а тому перший контакт лемешів з поверхнею коренеплоду буде безпосереднім, або, в крайньому випадку, через досить тонкий шар ґрунту. Таким чином, при наїзді лемешів робочого органу на коренеплід відбувається удар, який, як відомо, характеризується значним ударним імпульсом. Оскільки ударний імпульс має деяке скінченне значення, а діє він на дуже короткому проміжку часу, то ударна сила при цьому буде досить великою, що значно перевищує значення всіх інших сил, які в даний момент діють на коренеплід. А оскільки коренеплід ще міцно закріплений у ґрунті, то виникає загроза його обламування або розриву.

Очевидно, що обламування або розрив коренеплоду більш ймовірні, коли коренеплід закріплений у твердому і сухому ґрунті, тому саме такий випадок необхідно дослідити. У першу чергу складемо еквівалентну схему ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду при наїзді робочого органу на коренеплід. Для чого представимо вібраційний робочий орган у вигляді двох клинів  $A_1B_1C_1$  і  $A_2B_2C_2$ , кожний з яких у просторі має нахил під кутами  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ , і які встановлено таким чином один до одного, що утворюється робоче русло, задня частина якого звужується (рис.1).

Вказані клини здійснюють коливальні рухи у повздовжньо-вертикальній площині, напрямком поступального руху вібраційного викопуючого робочого органу показано стрілкою.

Будемо вважати, що ударна взаємодія коренеплоду, який апроксимується тілом конусоподібної форми, відбувається лише з поверхнею клина  $A_1B_1C_1$  у точці  $K_1$  (рис. 1).

Причому ударний контакт може відбуватися або безпосередньо або через тонкий шар ґрунту між поверхнею клина і коренеплодом.

Для опису ударного процесу необхідно вибрати систему координат. Зв'яжемо з вібраційним викопуючим органом прямокутну декартову систему координат  $Oxyz$ , центр  $O$  якої знаходиться посередині звуженого русла копача, вісь  $Ox$  співпадає з напрямком поступального руху копача, вісь  $Oz$  має напрямок вгору, а вісь  $Oy$  спрямована у правий бік копача (рис. 1). Покажемо сили, які виникають внаслідок взаємодії вібраційного робочого органу з коренеплодом (рис. 1).

Нехай від вібраційного робочого органу діє вертикальна збурююча сила  $\bar{Q}_{36}$ , яка

змінюється за гармонічним законом такого вигляду:

$$Q_{36} = H \sin \omega t, \quad (1)$$

де  $H$  - амплітуда збурюючої сили;

$\omega$  - колова частота збурюючої сили.

Зазначена збурююча сила надається одночасно від обох клинів, а тому на схемі вона представлена двома складовими  $\bar{Q}_{36.1}$  та  $\bar{Q}_{36.2}$ , які прикладені відповідно у точках  $K_1$  і  $K_2$  на відстані  $h$  від умовної точки закріплення  $O_1$ .

Тому має місце наступне співвідношення:

$$Q_{36.1} = Q_{36.2} = \frac{1}{2} H \sin \omega t. \quad (2)$$

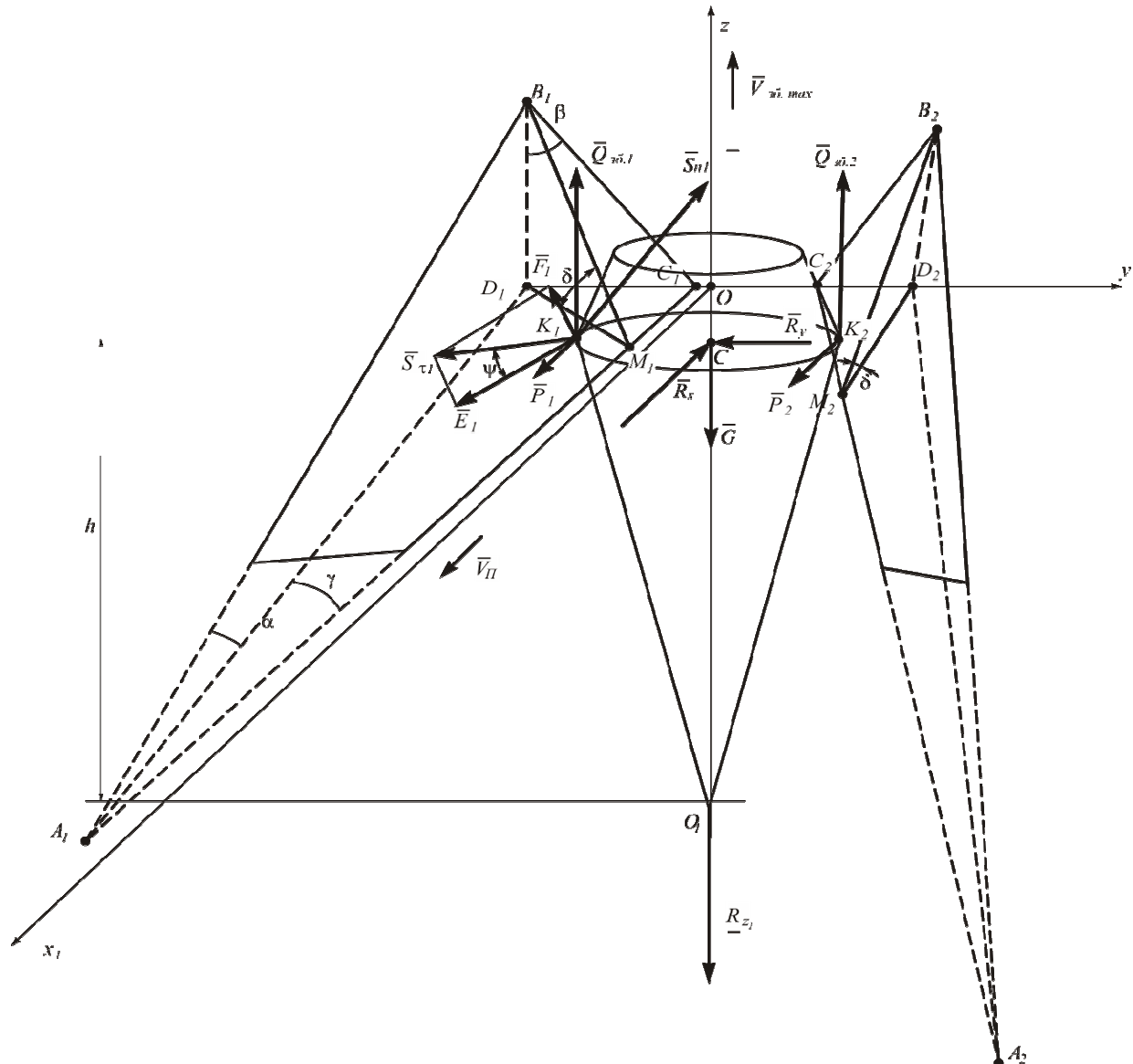


Рисунок 1 - Еквівалентна схема ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду, закріпленим у ґрунті, в одній точці

Оскільки вібраційний копач рухається поступально у напрямку осі  $Ox$ , тому у напрямку осі  $Ox$  діють також рушійні сили  $\bar{P}_1$  і  $\bar{P}_2$ , які прикладені у точках  $K_1$  і  $K_2$  відповідно.

Крім того, у точці контакту  $K_1$  діє також сила тертя, яка протидіє проковзуванню коренеплоду по робочій поверхні клина  $A_1B_1C_1$ . У центрі ваги

коренеплоду (точка  $C$ ) діє сила ваги коренеплоду  $G_k$ . Сили зв'язку коренеплоду з ґрунтом у напрямку осей  $Ox$ ,  $Oy$  і  $Oz$  позначені через  $\bar{R}_x$ ,  $\bar{R}_y$  та  $\bar{R}_z$  відповідно. І, нарешті, під час удару на коренеплід з боку вібраційного робочого органу діє ударний імпульс  $\bar{S}_{n1}$ , який прикладений у точці  $K_1$ . Даний ударний імпульс напрямлений вздовж нормалі до робочої поверхні лемеша, тобто площини  $A_1B_1C_1$ .

Крім того, по поверхні клина діє дотичний ударний імпульс  $\bar{S}_{\tau 1}$ . Згідно гіпотези Рауса зв'язок між величинами дотичного і нормального ударного імпульсів формулюється подібно закону Кулона для тертя, а саме [11]:

$$S_{\tau} \leq f S_n, \quad (3)$$

де  $f$  - динамічний коефіцієнт, який характеризує властивості поверхонь тіл, що співударяються. В загальному випадку цей коефіцієнт може не співпадати з коефіцієнтом тертя при безвідривному відносному проковзуванні тіл.

Знак нерівності відноситься до випадку, коли дотичний імпульс настільки малий, що проковзування тіл не відбувається. І лише при наявності проковзування потрібно приймати знак рівності.

Розкладемо імпульс  $\bar{S}_{\tau 1}$  на складову  $\bar{F}_1$ , перпендикулярну до прямої  $A_1C_1$ , та складову  $\bar{E}_1$ , паралельну до прямої  $A_1C_1$  (рис. 1).

Таким чином отримаємо:

$$\bar{S}_{\tau 1} = \bar{F}_1 + \bar{E}_1. \quad (4)$$

Очевидно, що кут  $\psi$  між складовою  $\bar{E}_1$  та вектором  $\bar{S}_{\tau 1}$  у першому наближенні залежить від відношення  $\frac{V_{зб. \max}}{V_{\pi}}$ .

Так представлений вектор  $\bar{S}_{\tau 1}$  дасть можливість у подальшому знайти його проекції на осі  $Ox$ ,  $Oy$  і  $Oz$ .

Величина ударного імпульсу може бути різною в залежності від швидкості коливального руху робочого органу у вертикальній площині в момент його наїзду на коренеплід. Більш того, оскільки коренеплід має конічну форму, то при русі вібраційного робочого органу вниз вертикальна складова ударного імпульсу фактично відсутня. У цьому випадку ударний імпульс буде виникати лише від поступального руху копака.

Дослідимо більш детально коливальний рух вібраційного викопуючого органу. Нехай робочий орган рухається вгору від свого найнижчого положення –  $a$  до найвищого положення  $a$ , де  $a$  – амплітуда коливань робочого органу, а потім униз – від найвищого положення  $a$  до найнижчого –  $a$ . Таким чином, коливання робочого органу повинні здійснюватись за наступним гармонічним законом:

$$z_k = -a \cos \omega t, \quad (5)$$

де  $z_k$  - відхилення робочого органу від горизонтальної осі, навколо якої відбувається коливання;

$\omega$  - колова частота коливань робочого органу.

Тоді швидкість  $V_{зб.}$  коливального руху робочого органу у будь-який момент часу  $t$  буде дорівнювати:

$$V_{зб.} = a \omega \sin \omega t, \quad (6)$$

а максимальне значення даної швидкості буде дорівнювати:

$$V_{зб. \max} = a \omega. \quad (7)$$

Отже потрібно дослідити випадок ударної взаємодії, коли ударний імпульс буде максимальним. Це саме той випадок, коли в момент наїзду вібраційного викопуючого органу на коренеплід робочий орган рухається вгору з максимальною швидкістю  $V_{зб.маx}$ .

Оскільки усі сили, зображені на рис., мають скінченні величини, то за час удару імпульси від цих сил дорівнюють нулю. Лише ударні імпульси  $S_{n1}$  і  $S_{\tau1}$  мають не нульове значення.

Застосуємо далі теорему про зміну кількості руху при ударі [12]:

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + \bar{S}_{\tau1}, \quad (8)$$

де  $\bar{V}$  - швидкість робочого органу до удару;

$\bar{U}$  - швидкість робочого органу після удару;  $m$  - приведена до точки удару маса робочого органу.

$$\text{При цьому} \quad \bar{V} = \bar{V}_{\Pi} + \bar{V}_{зб.маx}, \quad (9)$$

де  $\bar{V}_{\Pi}$  - швидкість поступального руху копака;

$\bar{V}_{зб.маx}$  - максимальна швидкість коливального руху робочого органу.

Вектор поступальної швидкості  $\bar{V}_{\Pi}$  копака напрямлений по осі  $Ox$ , а вектор швидкості коливального руху робочого органу  $\bar{V}_{зб.маx}$  - по осі  $Oz$  вгору. Враховуючи (3), векторне рівняння (8) набуде наступного вигляду:

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + f\bar{S}_{n1}. \quad (10)$$

Зв'язок між швидкістю робочого органу після удару і до удару виражається через коефіцієнт відновлення  $\epsilon$  при ударі [12]:

$$U_n = -\epsilon V_n, \quad (11)$$

де  $U_n$  - проекція швидкості робочого органу після удару на нормаль до поверхні клина;

$V_n$  - проекція швидкості робочого органу до удару на нормаль до поверхні клина.

Виразивши проекції швидкості робочого органу після удару і до удару на нормаль через проекції цих швидкостей на осі декартової системи координат  $Oxyz$  та враховуючи (11), отримаємо наступне рівняння

$$U_x \operatorname{tg} \gamma + U_y + U_z \operatorname{tg} \beta = -\epsilon (V_{\Pi} \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.маx} \operatorname{tg} \beta). \quad (12)$$

Запишемо векторне рівняння (10) у проекціях на осі декартової системи координат  $Oxyz$ , приєднуючи до отриманої системи рівнянь рівняння (12).

В результаті маємо систему чотирьох рівнянь відносно невідомих  $S_{n1}$ ,  $U_x$ ,  $U_y$ ,  $U_z$ :

$$\left. \begin{aligned} m(U_x - V_{\Pi}) &= \frac{S_{n1} \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} + fS_{n1} \cos \psi \cos \gamma - fS_{n1} \sin \psi \cos \delta \sin \gamma \\ mU_y &= \frac{S_{n1}}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} - fS_{n1} \cos \psi \sin \gamma - fS_{n1} \sin \psi \cos \delta \cos \gamma \\ m(U_z - V_{зб.маx}) &= \frac{S_{n1} \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} + fS_{n1} \sin \psi \sin \delta \\ U_x \operatorname{tg} \gamma + U_y + U_z \operatorname{tg} \beta &= -\epsilon (V_{\Pi} \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.маx} \operatorname{tg} \beta) \end{aligned} \right\}. \quad (13)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (13) методом Крамера, отримуємо:

$$S_{n1} = - \frac{m(1 + \varepsilon) \times}{tg^2 \beta + f \sin \psi \sin \delta \, tg \beta \sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta} + 1 -} \times (V_{II} tg \gamma + V_{зб. \max} tg \beta) \times \frac{- (f \cos \psi \sin \gamma + f \sin \psi \cos \delta \cos \gamma) \sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta} + tg^2 \gamma +}{\times \sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}} + \frac{(f \cos \psi \cos \gamma - f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma) \, tg \gamma \sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}}{.} \quad (14)$$

Таким чином, визначена нормальна складова ударного імпульсу, яка виникає при ударній взаємодії одного із клинів вібраційного робочого органу з коренеплодом, закріпленим у ґрунті. Вираз (14) описує функціональну залежність нормальної складової  $S_{n1}$  ударного імпульсу від конструкційних і кінематичних параметрів вібраційного викопуючого робочого органу бурякозбиральної машини.

Знак "–" у виразі (14) означає, що ударний імпульс  $S_{n1}$  діє з боку коренеплоду на робочий орган. Ударний імпульс, що діє з боку робочого органу на коренеплід, має додатний знак і ту ж саму величину.

Однак, нас більше цікавить величина ударної сили, а не ударного імпульсу, оскільки багато показників фізико-механічних характеристик цукрових буряків зв'язані саме з зусиллями, що діють на коренеплід з боку робочого органу. Як правило, ми не знаємо закону зміни ударної сили, проте ми знаємо, що ця сила за дуже короткий проміжок часу  $t_{y\delta}$  зростає від нуля до дуже великої величини, а потім знову спадає до нуля. Отже її максимальне значення буде приблизно у два рази більшим за її середнє значення за проміжок часу  $t_{y\delta}$ . [12].

Отже,

$$F_{y\delta} = 2F_{y\delta.ср} = \frac{2S}{t_{y\delta}}, \quad (15)$$

де  $F_{y\delta}$  - максимальне значення ударної сили;

$S$  – ударний імпульс;

$F_{y\delta.ср}$  – середнє значення ударної сили;

$t_{y\delta}$  – тривалість удару.

Враховуючи праві частини перших трьох рівнянь системи (13) та вираз (15), зможемо записати значення проекцій сили  $F_{y\delta}$  відповідно на осі  $Ox$ ,  $Oy$  і  $Oz$ :

$$F_{y\delta.x} = \left( \frac{2tg\gamma}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}} + 2f \cos \psi \cos \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma \right) \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}}, \quad (16)$$

$$F_{y\delta.y} = \left( \frac{2}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}} - 2f \cos \psi \sin \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \cos \gamma \right) \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}}, \quad (17)$$

$$F_{y\delta.z} = \left( \frac{2tg\beta}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}} + 2f \sin \psi \sin \delta \right) \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}}, \quad (18)$$

де значення  $S_{n1}$  визначається згідно виразу (14), взятому з додатнім знаком.

Тривалість удару  $t_{y\delta}$  можна визначити лише експериментально. Згідно [9]  $t_{y\delta} \approx 0,6 \cdot 10^{-2} \text{ с}$ .

Розглянемо далі умови не зламування коренеплоду при його ударній взаємодії з



робочим органом.

Якщо розглядати закріплений у ґрунті коренеплід як консольну балку, то під дією моменту від горизонтальної ударної сили  $\bar{F}_{y\partial.xy} = \bar{F}_{y\partial.x} + \bar{F}_{y\partial.y}$  коренеплід зазнає деформації згину. Тому, при перевищенні допустимих значень згаданого моменту, коренеплід може зламатися. Це, як зазначалось вище, найбільш ймовірно, коли ґрунт сухий і твердий. Якщо ж ґрунт вологий і м'який, то більш ймовірним є його нахил на деякий кут до горизонту під дією горизонтального зусилля. Якщо удар відбувається у точці  $K_1$ , яка знаходиться на відстані  $h$  від умовної точки закріплення  $O_1$  (рис. 1), то момент горизонтальної складової ударної сили відносно цієї точки буде дорівнювати:

$$M_{o1}(\bar{F}_{y\partial.xy}) = F_{y\partial.xy} h.$$

$$\text{Оскільки } F_{y\partial.xy} = \sqrt{F_{y\partial.x}^2 + F_{y\partial.y}^2},$$

де  $F_{y\partial.x}$  і  $F_{y\partial.y}$  визначають згідно виразів (16) і (17), то згаданий момент буде дорівнювати:

$$M_{o1}(\bar{F}_{y\partial.xy}) = \sqrt{F_{y\partial.x}^2 + F_{y\partial.y}^2} h. \quad (19)$$

Умовою не зламування коренеплоду у першому випадку буде наступна умова:

$$\sqrt{F_{y\partial.x}^2 + F_{y\partial.y}^2} h \leq [M_{ze}] < M_{on}. \quad (20)$$

де  $[M_{ze}]$  - допустимий для тіла коренеплоду згинальний момент, при якому не відбувається зламування коренеплоду;

$M_{on}$  - опорний момент нерозпушеного ґрунту, у якому закріплений коренеплід. Оскільки з умов рівноваги завжди маємо рівність

$$M_{on} = M_{o1}(\bar{F}_{y\partial.xy}),$$

то у цих і подальших нерівностях під  $M_{on}$  слід розуміти той максимальний (потенціальний) опорний момент, який може забезпечити в'язь, тобто ґрунт, у якому закріплений коренеплід, без руйнування цієї в'язі.

З умови не зламування коренеплоду (20) при ударній взаємодії викопуючого робочого органу з коренеплодом визначимо обмеження на швидкість робочого органу.

Введемо позначення:

$$\sqrt{\left(\frac{2tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2f \cos \psi \cos \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma\right)^2 + \left(\frac{2}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} - 2f \cos \psi \sin \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \cos \gamma\right)^2} = A, \quad (21)$$

$$\frac{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}{tg^2\beta + f \sin \psi \sin \delta \ tg\beta \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} + 1 - (f \cos \psi \sin \gamma + f \sin \psi \cos \delta \cos \gamma) \times \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} + tg^2\gamma + (f \cos \psi \cos \gamma - f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma) \times tg\gamma \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} = B. \quad (22)$$

З урахуванням (16), (17,) та (21) вираз (20) набуде наступного вигляду:

$$\frac{AS_{n1}h}{t_{y\partial.}} \leq [M_{32}], \quad (23)$$

звідки знаходимо

$$S_{n1} \leq \frac{[M_{32}] t_{y\partial.}}{Ah}. \quad (24)$$

З урахуванням (14) і (22) вираз (24) набуде наступного вигляду:

$$Bm(1+\varepsilon)(V_n \operatorname{tg} \gamma + V_{36.\max} \operatorname{tg} \beta) \leq \frac{[M_{32}] t_{y\partial.}}{Ah}. \quad (25)$$

Нарешті, з виразу (25) знаходимо:

$$V_n \operatorname{tg} \gamma + V_{36.\max} \operatorname{tg} \beta \leq \frac{[M_{32}] t_{y\partial.}}{ABhm(1+\varepsilon)}. \quad (26)$$

Таким чином, знайдені обмеження на швидкість викопуючого робочого органу з урахуванням його конструкційних параметрів і маси, а також міцності коренеплоду і коефіцієнта відновлення при ударі.

Оскільки швидкість агрегату впливає на його продуктивність, то розглянемо випадок, коли у виразі (26) буде знак рівності. Якщо задатися поступальною швидкістю  $V_n$  бурякозбиральної машини, то з (26) знаходимо значення максимальної швидкості  $V_{36.\max}$  коливального руху вібраційного викопуючого робочого органу:

$$V_{36.\max} = \frac{I}{\operatorname{tg} \beta} \left( \frac{[M_{32}] t_{y\partial.}}{ABhm(1+\varepsilon)} - V_n \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (27)$$

З виразу (7) можна визначити при заданій амплітуді потрібну колову частоту коливань робочого органу з умов не зламування коренеплоду:

$$\omega = \frac{I}{a \operatorname{tg} \beta} \left( \frac{[M_{32}] t_{y\partial.}}{ABhm(1+\varepsilon)} - V_n \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (28)$$

Тоді частота коливань робочого органу у герцах буде дорівнювати:

$$\nu = \frac{I}{2\pi a \operatorname{tg} \beta} \left( \frac{[M_{32}] t_{y\partial.}}{ABhm(1+\varepsilon)} - V_n \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (29)$$

При цьому допустимий згинальний момент  $[M_{32}]$  визначається за наступним виразом:

$$[M_{32}] = [\sigma]_{\partial.} \frac{\pi(D_k - 2z \operatorname{tg} \gamma_k)^3}{32}, \quad (30)$$

де  $D_k$  – діаметр коренеплоду;

$\gamma_k$  – кут конусності коренеплоду;

$z$  – глибина ходу робочого органу;

$[\sigma]_{\partial.}$  – тимчасовий опір згину коренеплоду при динамічному навантаженні.

На базі розробленої теорії ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом можна визначити досить широкий спектр допустимих частот коливань робочого органу з умов не зламування коренеплодів при різних значеннях конструкційних і кінематичних параметрів вібраційного викопуючого робочого органу.

Розрахунок проведемо при наступних заданих параметрах [8, 9]:

$\gamma = 15^\circ$ ;  $\beta = 52^\circ$ ;  $f = 0,45$ ;  $\psi = 45^\circ$ ;  $h = 0,05\text{м}$ ;  $\varepsilon = 0,72$ ;  $D_k = 0,1\text{м}$ ;  $\gamma_k = 15^\circ$ ;  
 $[\sigma]_{\partial.} = 1,15 \cdot 10^6 \text{Па}$ ;  $m = 1,5 \text{ кг}$  для трьох значень глибини ходу робочого органу, а саме  $z = 0,08\text{м}$ ;  $0,10\text{м}$ ;  $0,12\text{м}$ .

За виразом (29) розраховуємо допустиму частоту коливань робочого органу як функцію від швидкості поступального руху копача і амплітуди коливань робочого органу, тобто  $\nu = \nu(V_{II}, a)$ . При цьому швидкість поступального руху копача змінюється у межах 1,4...2,2 м/с, а амплітуда – у межах 0,008...0,024 м. Результати розрахунків наведено у таблиці 1.

Таблиця 1 – Результати розрахунків допустимої частоти коливань робочого органу

Глибина ходу робочого органу, м	Інтервал зміни частоти коливань робочого органу, Гц
0,08	9,97...33,08
0,10	4,01...15,17
0,12	0,243...3,89

Як видно з таблиці 1, діапазон частот  $\nu = 0,243...3,89$  Гц забезпечує не зламування коренеплодів на глибині ходу робочого органу 0,12м і менше, діапазон частот  $\nu = 4,01...15,17$  Гц забезпечує не зламування коренеплодів на глибині ходу робочого органу 0,10м і менше, а діапазон частот  $\nu = 9,97...33,08$  Гц – на глибині ходу робочого органу 0,08м і менше. Таким чином, теоретично можна розрахувати значення частот коливань робочого органу з умов не зламування коренеплодів для досить широкого спектру кінематичних режимів роботи вібраційного викопуючого органу.

Нижче наведено графік функції  $\nu = \nu(V_{II}, a)$  та контурний графік для приведеної маси робочого органу  $m = 1,5$  кг та глибини ходу  $z = 0,10$  м (рис.2).

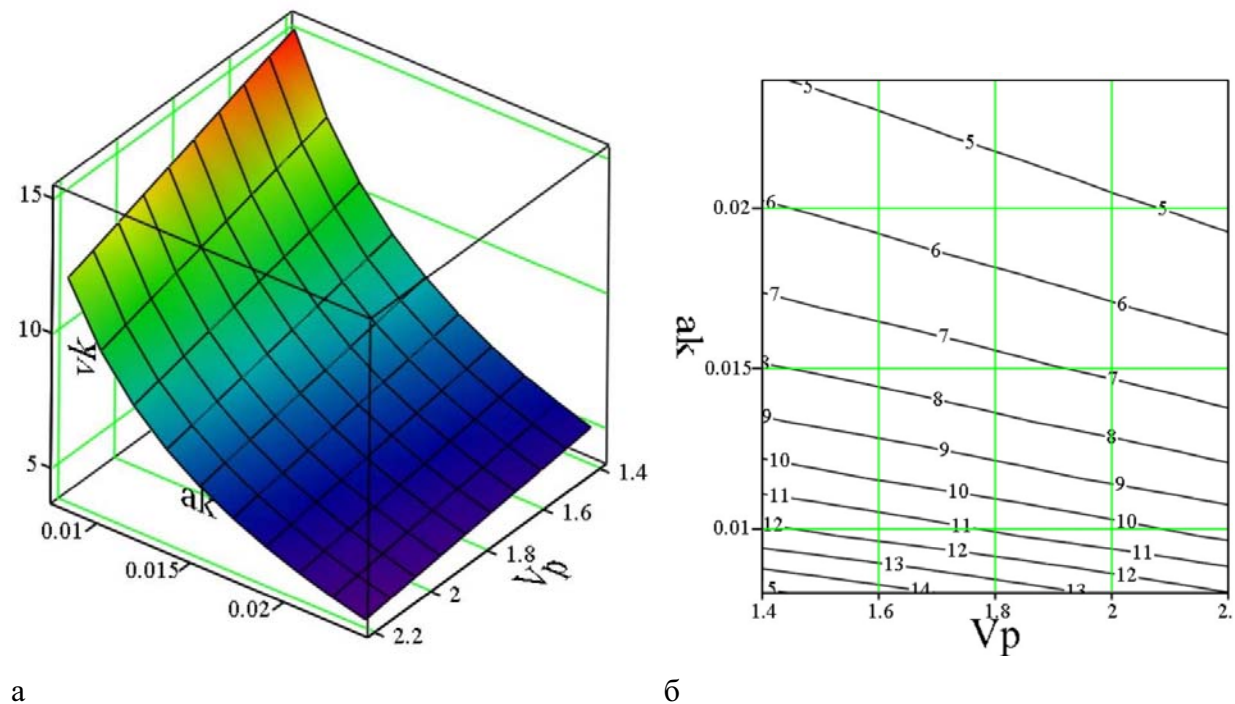


Рисунок 2 – Поверхня (а) та контурний графік (б) значень допустимої частоти коливань робочого органу  $\nu = \nu(V_{II}, a)$ , Гц, за умови не зламування коренеплодів при їх ударній взаємодії з робочим органом (глибина ходу робочого органу  $z = 0,10$  м; приведена маса робочого органу  $m = 1,5$  кг)

Як видно з наведеного графіка, допустима частота досить істотно залежить від амплітуди коливань робочого органу та швидкості поступального руху копача: зі збільшенням зазначених параметрів допустима частота різко зменшується.

**Висновки:**

1. Складено рівняння ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду цукрового буряка, закріпленого у ґрунті.
2. На основі рівняння ударної взаємодії визначено ударний імпульс та максимальна ударна сила, які виникають при зазначеній взаємодії.
3. З умов не зламування коренеплодів отримано вираз для визначення допустимої частоти коливань вібраційного викопуючого робочого органу з урахуванням його конструкційних параметрів та поступальної швидкості руху бурякозбиральної машини.
4. Як показують розрахунки, зі збільшенням амплітуди коливань та швидкості поступального руху робочого органу допустима частота коливань різко зменшується.

**Список літератури**

1. Василенко П.М., Погорель Л.В., Брей В.В. Вибрационный способ уборки корнеплодов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1970, №2. – С. 9-13.
2. Булгаков В.М., Головач І.В., Войтюк Д.Г. Теорія вібраційного викопування коренеплодів. – Збірник наукових праць Національного аграрного університету “Механізація сільськогосподарського виробництва”, 2003, Том XIV. – С. 34-86.
3. Булгаков В.М., Головач І.В., Войтюк Д.Г. Теорія поперечних коливань коренеплоду при вібраційному викопуванні. – Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Випуск 18. Мелітополь, 2004. – С. 8-24.
4. Булгаков В.М., Головач І.В. Про вимушені поперечні коливання тіла коренеплоду при вібраційному викопуванні. – Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: Збірник наукових праць. Випуск 39. Харків: ХНТУСГ, 2005. – С. 23-39.
5. В. Булгаков, І. Головач. Розробка математичної моделі вилучення коренеплоду з ґрунту//Техніка АПК, 2006, № 6, 7, 8. – С. 36-38;
6. Булгаков В.М., Головач І.В. Теоретичне дослідження повздовжніх коливань коренеплоду у ґрунті як у пружному середовищі при вібраційному викопуванні. – Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: Збірник наукових праць. Випуск 44, том 2. Харків: ХНТУСГ, 2006. – С. 131-155.
7. Головач І.В. Теорія безпосереднього вилучення коренеплоду з ґрунту при вібраційному викопуванні. – Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: Збірник наукових праць. Випуск 44, том 2. Харків: ХНТУСГ, 2006. – С. 77-100.
8. Свеклоубочные машины (конструирование и расчет) // Л.В. Погорель, Н.В. Татьяна, В.В. Брей и др.; под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1983. – 168 с.
9. Погорель Л.В., Татьяна Н.В. Свеклоуборочные машины (история, конструкция, теория, прогноз). – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
10. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. – Ленинград: Политехника, 1990. – 272 с.
11. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара. – М.: Наука, 1985. – 287с.
12. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. Т.ІІ. Динамика. – М.: Наука, 1985. – 496 с.
13. Булгаков В.М., Головач І.В. Уточнена теорія викопуючого робочого органу лемішного типу // Вісник аграрної науки Причорномор'я. Спеціальний випуск 4(18). Том I. – Миколаїв: МДАУ, 2002. – С. 37-63.

*І.Головач, Н.Свирень, В.Пришляк*

**Обоснование ударного взаимодействия вибрационного выкапывающего рабочего органа с корнеплодом**

Обосновано ударное взаимодействие вибрационного выкапывающего рабочего органа с телом корнеплода, закрепленного в почве, при вибрационном выкапывании. На основании полученных уравнений, описывающих указанный процесс, определены кинематические и конструктивные параметры выкапывающего рабочего органа из условий не обламывания корнеплодов.

*I.Holovach, M.Sviren, V.Pruchliak*

**Substantiation of shock interaction of the vibrating digging out worker of body with a root crop**

Shock interaction of the vibrating digging out worker of body with a body of the root crop fixed in soil is proved, at vibrating excavation. On the basis of the received equations describing specified process, damages of root crops are defined kinematic and design data of the digging out worker of body from conditions not.

Одержано 18.09.11

**УДК 631.24.243**

**О.В. Сидорчук, член-кор. НААНУ, проф., д-р техн. наук**

*ННЦ "Інститут механізації та електрифікації сільського господарства", смт.Глеваха*

**Г.Б. Іноземцев, д-р техн. наук**

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

**В.О. Паранюк, канд. техн. наук, С.Й. Ковалишин, канд. техн. наук**

*Луганський національний аграрний університет*

## Проблеми підвищенні продуктивності агроландшафтів

Стаття присвячена підвищенню продуктивності вітчизняних агроландшафтів на основі застосування електромагнітних дій на насіння культурних рослин  
**агроландшафти, електростимулювання, електросепарування**

**Проблема.** Під час вирішення проблеми продуктивності національних агроландшафтів слід виходити із аналізу світового досвіду розвитку рослинництва, який показує, що ставлення людини до землі є загальним проявом взаємодії: людина-природа у всіх її, як позитивних, так і негативних для розвитку людської цивілізації, аспектах [1-4].

Нинішня епоха різких демографічних змін на планеті виводить проблему ефективного використання родючих земель далеко за межі проблеми національної. За останнє півстоліття чисельність людей на планеті зросла вдвоє, а ставлення людини до природи, до її багатств, в тому числі до родючого шару поверхні землі, залишилось таким, як було сотні років тому. Загальновідомим є факт, що внаслідок збільшення на землі кількості людей нестача продовольства щогодини обходиться не менше, як в два людських життя.

У вирішенні проблеми підвищення продуктивності агроландшафтів особливе значення має застосування електромагнітних стимулюючих дій на насіння, які, на даний час, напевно що, єдині із всіх можливих способів стимулювання насіння у процесах його підготовки, які можуть сприйматися культурною рослиною як природні [5-8]. Ці дослідження дають підстави стверджувати, що сприйнявши електростимулювання як життєво потрібне, рослина може доносити його до ґрунту, який, у свою чергу, може відгукнутись на отриману від насіння енергію та інформацію підвищенням своєї продуктивної біологічної активності. Крім того, отримані результати дають змогу передбачити можливість ґрунтоощадної сівозміни, тобто такої сівозміни, в основі якої є не тільки ринок, але і любов до землі.

Вирішення цієї проблеми стосовно національних агроландшафтів може надати

*I.Holovach, M.Sviren, V.Pruchliak*

**Substantiation of shock interaction of the vibrating digging out worker of body with a root crop**

Shock interaction of the vibrating digging out worker of body with a body of the root crop fixed in soil is proved, at vibrating excavation. On the basis of the received equations describing specified process, damages of root crops are defined kinematic and design data of the digging out worker of body from conditions not.

Одержано 18.09.11

**УДК 631.24.243**

**О.В. Сидорчук, член-кор. НААНУ, проф., д-р техн. наук**

*ННЦ "Інститут механізації та електрифікації сільського господарства", смт.Глеваха*

**Г.Б. Іноземцев, д-р техн. наук**

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

**В.О. Паранюк, канд. техн. наук, С.Й. Ковалишин, канд. техн. наук**

*Луганський національний аграрний університет*

## Проблеми підвищенні продуктивності агроландшафтів

Стаття присвячена підвищенню продуктивності вітчизняних агроландшафтів на основі застосування електромагнітних дій на насіння культурних рослин  
**агроландшафти, електростимулювання, електросепарування**

**Проблема.** Під час вирішення проблеми продуктивності національних агроландшафтів слід виходити із аналізу світового досвіду розвитку рослинництва, який показує, що ставлення людини до землі є загальним проявом взаємодії: людина-природа у всіх її, як позитивних, так і негативних для розвитку людської цивілізації, аспектах [1-4].

Нинішня епоха різких демографічних змін на планеті виводить проблему ефективного використання родючих земель далеко за межі проблеми національної. За останнє півстоліття чисельність людей на планеті зросла вдвоє, а ставлення людини до природи, до її багатств, в тому числі до родючого шару поверхні землі, залишилось таким, як було сотні років тому. Загальновідомим є факт, що внаслідок збільшення на землі кількості людей нестача продовольства щогодини обходиться не менше, як в два людських життя.

У вирішенні проблеми підвищення продуктивності агроландшафтів особливе значення має застосування електромагнітних стимулюючих дій на насіння, які, на даний час, напевно що, єдині із всіх можливих способів стимулювання насіння у процесах його підготовки, які можуть сприйматися культурною рослиною як природні [5-8]. Ці дослідження дають підстави стверджувати, що сприйнявши електростимулювання як життєво потрібне, рослина може доносити його до ґрунту, який, у свою чергу, може відгукнутись на отриману від насіння енергію та інформацію підвищенням своєї продуктивної біологічної активності. Крім того, отримані результати дають змогу передбачити можливість ґрунтоощадної сівозміни, тобто такої сівозміни, в основі якої є не тільки ринок, але і любов до землі.

Вирішення цієї проблеми стосовно національних агроландшафтів може надати

Україні особливого значення у вирішенні продовольчих проблем. Підставою є те, що вона посідає третину світового клину найродючіших земель – чорноземів. Це в основному середньо і високогумусні ґрунти, а також надвисокогумусні (вміст гумусу більше 9%) із високим ґрунтопоглинанням. Крім того, Україна майже у всіх регіонах окрім родючих земель має сприятливі для продуктивного розвитку культурних рослин природні умови, а саме: клімат, кругообіг води, кількість опадів, які у вегетаційні періоди рослин з найменшими відхиленнями відповідають потребам їх життєдіяльності.

Гарантом такого успіху є той переконливий факт, що Україна, маючи цінні родючі землі, в разі підняття на належний рівень продуктивності агроландшафтів, могла би посісти належне місце на світовому ринку продуктів рослинництва та забезпечувати продовольством до половини людей на планеті [2,3].

**Аналіз останніх досліджень і публікації.** На підставі аналізу результатів проведених раніше досліджень [6-9] в роботі поставлено питання про електромагнітні спектри, за яких стимулююча дія може сприйматись та запам'ятовуватись як природна, наподібно дії ФАР. Для цього треба новий підхід до системи „насіння-ґрунт-рослина-повітря”. Взаємодію цих компонентів в процесі зародження і життя рослини, на наш погляд, може розглядатись як єдиний життєвий процес одного біологічного об'єкту. Отже, якщо насінина запам'ятала стимулюючу електромагнітну дію як природну, то при вирощуванні із цієї насінини рослини такий ефект стимулювання вона може передати ґрунту.

Для підтвердження цієї гіпотези в другій половині дев'яностих роках минулого століття Інститутом землеробства і тваринництва Західного регіону УААН, ЛНАУ та Науково-консультаційним центром впровадження наукових розробок в АПК Львівської області проводились дослідження щодо застосування електромагнітних дій на насіння багаторічних кормових трав в процесі його підготовки з метою підвищення продуктивності цих культур та поліпшення стану родючості ґрунтів.

Дослідження проводились у двох різних ґрунтово-кліматичних зонах на полях дослідних станцій згаданого Інституту: в с. Лішня Дрогобицького району та в с.м.т. Оброшино Пустомитівського району Львівської області. Авторами цих досліджень було висунуто припущення, яке отримало підтвердження про суміщення процесів електростимулювання та електросепарування, в разі, коли чинником електростимулювання є наявність електричного коронного розряду.

Крім того електричний коронний розряд одночасно із стимулюючою дією здійснює електросепарування насінневих сумішей за біологічними властивостями насінин [7-9].

Для цього в дослідженнях здійснено вимір вмісту високомолекулярних жирних кислот, таких, як лінолева, олеїнова, пальмітова та інші, в проростках на початку життя рослини та у насінні врожаю кожної із наступних трьох репродукцій [11-15]. Ці кислоти та співвідношення їх етерифікованих і неетерифікованих форм в клітинних структурах насіння та рослини „відповідальні” за енергетичний рівень її життєдіяльності [9,10].

Результати досліджень показали, що при селективному електростимулюванні опромінення насіння перед його сівбою в ґрунт певними електромагнітними діями (спектрами), можливе репродуктивне відтворення ефекту позитивного впливу на продуктивність рослин та ґрунту [9,11], яке може бути тільки тоді, коли рослина сприйняла електромагнітну дію на насіння як природну, наподібно тієї, яку сприймає від фази активної сонячної радіації (ФАР) стебло і листя рослини після виходу із ґрунту на денну поверхню. Цей факт обумовлює необхідність проведення глибоких досліджень для розкриття нових закономірностей підвищення продуктивності агроландшафтів.

**Мета досліджень.** Підвищення продуктивності агроландшафтів шляхом електромагнітних дій на пам'ять рослин і ґрунту. Досягнення мети базується на

вивченні процесів електромагнітних дій різних спектрів випромінювань на внутрішні процеси в насінні та рослині, а також на практичній реалізації технічних розробок чинного і діючого технологічного обладнання лабораторії електротехнологій ЛНАУ

**Результати досліджень.** Принцип селективного електростимулювання насіння, лабораторні і технологічні засоби його забезпечення зображені на рис.1. Особливістю роботи вдосконаленої електронасіннеобробної машини ЕФС-01м є суміщення процесу електросепарування за біологічним станом насінин та селективного електростимулювання (рис. 1, а). Фракція ушкоджених насінин (призначений для неї бункер на рис. 1, а позначений позицією 4), які в процесі обробки були травмовані, забиті та при зберіганні уражені хворобами, піддаються селективному електростимулюванню з тим, щоб кожна насінина мала відповідну до рівня ушкодженості експозицію електростимулювання.

Для майбутньої організації технологічного процесу шляхом моделювання та інформаційного керування його етапами в роботі була розроблена діюча модель-макет електронасіннеобробної машини (рис. 1, д, справа), яка дає змогу оперативно визначати параметри та режими електросепарування та електростимулювання.

Блок високої напруги має діелектричний корпус і використовується як автономно, так і в комплекті. В останньому випадку він кріпиться на днищі короба виробничого зразка електросепаратора насіння ЕФС 01м (рис. 1, с). Управління роботою блоку високої напруги в такому випадку здійснюється із пульта управління ЕФС-01м, в схемі управління яким передбачено випереджаюче іскровий розряд вимикання. На рис. 1, f, l, g, l, h представлена робоча зона сепаратора та її елементи.

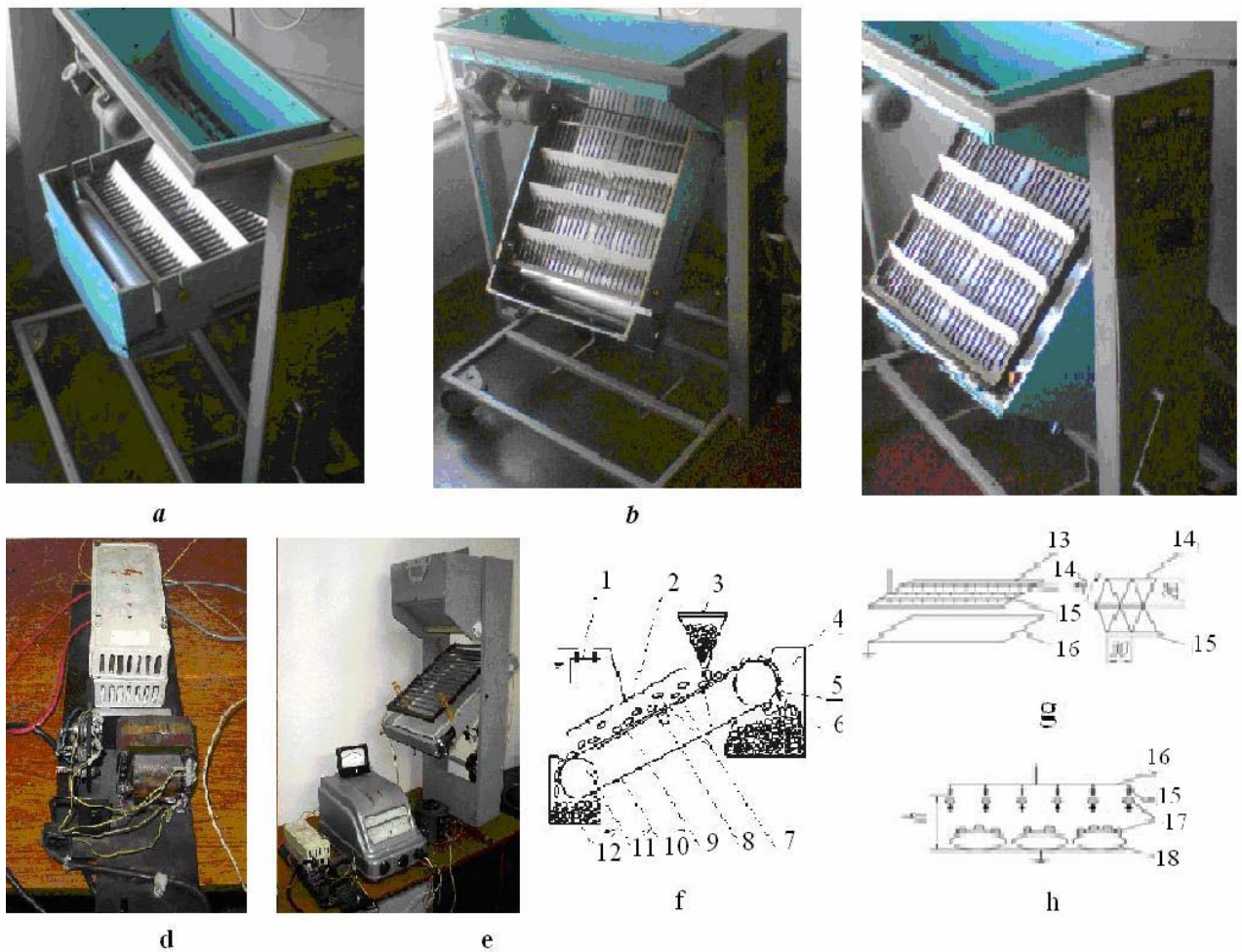
Для підтвердження висунутих положень досліджувались очистка насіння конюшини лучної від важковідділюваного засмітнювача – щавлю кінського.

Досліди проводилися на ЕФС-01м в режимі „гірка” з поздовжнім нахилом при попередньо визначених методом активного планування експерименту робочих параметрах електросепарування: швидкість руху сепаруючої поверхні транспортерної стрічки – 0,3м/с; матеріал стрічки – поліетиленова плівка; міжелектродна відстань – 7 см; напруженість електричного поля – 3 кВ/см; частота вібрацій – 50 Гц, амплітуда – 3 мм; Для проведення дослідів було прийнято партію насіння супереліти, отриманого на дослідній станції Інституту землеробства і тваринництва Західного регіону УААН (с. Лішня Дрогобицького району Львівської обл.) в обсязі 100 кг. Партія попередньо оброблялась на лінії „Петкус”. Оскільки вміст щавлю після обробки складав 3300 шт/кг., вона підлягала вилученню із подальшого розмноження.

Дослідження параметрів сепарування здійснювалось шляхом визначення кутів рівноваги насінин культури і засмітнювача. Для цього було сформовано вибірки конюшини і щавлю по 100 насінин в кожній. Досліди проводилися в трикратній повторності в рандомізованій послідовності. В якості критерію сепарування було прийнято кут рівноваги насінин при русі знизу вверх нахиленої до горизонту віброуючої робочої сепаруючої поверхні транспортерної стрічки. Було проведено виміри кутів рівноваги без електричного поля та в електростатичному полі з об’ємним зарядом, створюваним уніполярним електричним коронним розрядом за допомогою голчастого потенціального електроду із підведеним до нього від’ємним потенціалом. Результати дослідів представлені в табл. 1.

Досліди проведено на основі застосування активного планування експерименту з використанням уніформ-ротатбельного плану третього порядку. При цьому встановлено: напруженість електричного поля в робочій зоні 2 кВ/см, швидкість транспортерної стрічки (нахил поздовжній) 0,06 м/с, амплітуда коливань 0,8 мм., кут нахилу стрічки до горизонту 32°. Отримані за таких параметрів сепарування результати представлено в табл. 1, що підтверджує повне розділення суміші.





*a, b, c* – електронасіннеобробна машина ЕФС-01м в режимах, відповідно, електростимулювання, електросепарування сумісно із електростимулювання при поздовжньому нахилі транспортерної стрічки, електросепарування сумісно із електростимулюванням дрібнонасінневих сумішей при поперечному нахилі транспортерної стрічки; *d* – елементи джерела високої напруги у збільшеному вигляді; *e* – джерело високої напруги (зліва), міліамперметр і кіловольтметр (всередині), лабораторний насіннеобробний пристрій (справа); *f* – принципова схема процесу електровібросепарування та селективного електродинамічного стимулювання; *g* – робоча зона електронасіннеобробної машини без діелектричної підлоги на осаджувальному електроді та схема розташування голок на коронуючому електроді; *h* – іонний процес електрозарядження насіння.

1 – джерело високої напруги; 2 – коронуючий електрод; 3 – бункер подачі насіння; 4 – бункер відходів насіння; 5 – ведучий валик; 6 – щітки для очищення транспортерної стрічки; 7 – насіння в зоні сепарування; 8 – електровібратор; 9 – заземлена провідна площина (осаджувальний електрод); 10 – безкінечна транспортерна стрічка; 11 – ведений валик; 12 – бункер з якісним насінням; 13 – рамка коронуючого електроду; 14 – металевий стержень 6х3 мм.; 15 – швейна голка № 6; 16 – осаджувальний заземлений електрод; 17 – негативні іони; 18 – насіння; 26 – відстань між металевими рейками в міліметрах; 30 – відстань між голками в міліметрах у формі сторони рівностороннього трикутника.

Рисунок 1 - Технічні засоби та способи електромагнітних дій на насіння в процесах його підготовки

Таблиця 1 - Результати електросепарування насіннєвої суміші конюшина лучна-щавель кінський

Функції		Розподіл значень критерію сепарування,%																$\bar{x}$	$\sigma$
<b>Вим.</b> <b><math>f(x)</math></b>	к*	1	13	32	33	16	4	2										<b>51,20</b>	<b>1,74</b>
	щ*									3	12	27	28	20	8	2		<b>58,80</b>	<b>1,70</b>
<b>Вир.</b> <b><math>f(x)</math></b>	к	5	15	30	25	15	8	2										<b>50,06</b>	<b>2,19</b>
	щ									4	11	25	30	10	8	6	4	<b>59,50</b>	<b>3,32</b>
<b><math>F(x)</math></b>	к	5	20	50	75	90	98	100											
	щ									4	15	40	70	80	88	94	98	100	

Для застосування результатів досліджень отриманих на кормових травах для інших культур було проведено лабораторні досліді щодо впливу електростимулювання вміст високомолекулярних кислот в насінні пшениці Пророщування здійснювали з доступом поживних речовин (в торфі). Отримані проростки, коріння і залишки пророщеного насіння поміщали у флакони для екстракції ліпідів. В ліпідному екстракті визначали вміст лінолевої кислоти. Енергію проростання та лабораторну схожість визначали за стандартними методиками. Результати досліджень та їх аналіз представлені в табл. 2 і відтворюють результати, які раніше були отримані із насінням кормових трав.

Таблиця 2 - Результати та аналіз дослідження впливу обробки електричним коронним розрядом насіння пшениці Миронівська 61 на біологічну насіннєву енергію.

Показники енергетичних перетворень	Результати опромінення		
1	2	3	4
Варіанти	I- контроль	II,	III
Режими опромінення: Е– напруженість, електричного. поля, t - експозиція	–	Е = 3.3 кВ/см t=3 с	Е=2,5 кВ/см, t=30 с
<b>Сумарний вміст лінолевої кислоти <math>M \pm m_0, \text{мг\%}</math></b>	132.73 $\pm$ 2.45	165.65 $\pm$ 2.604	270.98 $\pm$ 4.309
<b>Енергія проростання насіння <math>E_{\text{пр}}, \%</math></b>	80.2	81.0	86.0
Коефіцієнт кореляції між сумарним вмістом лінолевої кислоти і енергією проростання $\lambda_{\text{пр}}$	–	–	0,99
<b>Лабораторна схожість насіння <math>K_{\text{сх}}, \%</math></b>	88.0	90.3	95.2
Коефіцієнт кореляції між сумарним вмістом лінолевої кислоти і лабораторною схожістю $\lambda_{\text{сх}}$	–	–	0,95

У порядку поглиблення цього підходу до вирішення проблеми впливу на продуктивність агроландшафтів вивчалися побічні явища, що супроводжували польові ділянкові досліді [7-9], які підтвердили активізацію біологічних процесів в ґрунті, особливо бактерицидного складу (бактерії анаеробні, бульбашкові, азотофіксуючі та інші).

Базуючись на теоретичних дослідженнях та результатах виробничої перевірки в роботі запропоновано схема-модель рослини як продуктивного біологічного об'єкту (рис. 2). В цій моделі виділено основні компоненти ґрунту, із якими, на думку авторів, взаємодіє насіння після її входження у водний стрес та початкування життя рослини.

Висунуті авторами припущення про можливий кореляційний зв'язок між електросепаруванням та електростимулюванням дають підстави визначати оптимальні варіанти та режими передпосівної обробки насіння.

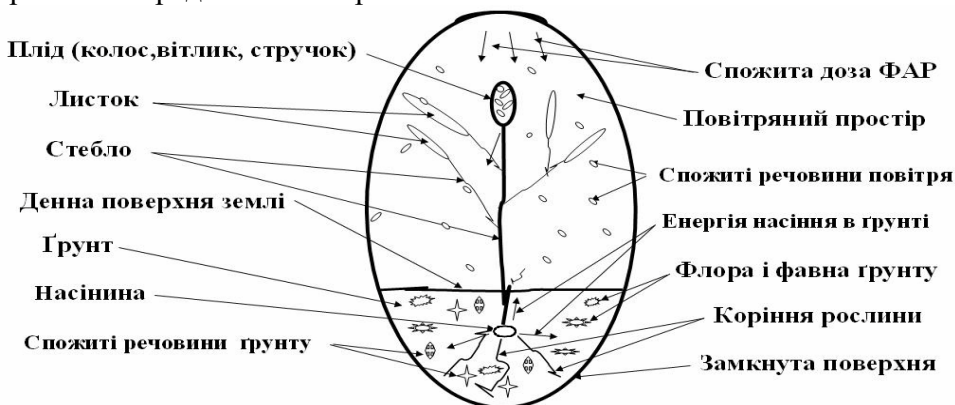


Рисунок 2 – Схема-модель рослини як продуктивного біологічного об'єкту

### Висновки:

1. Вивчення механізму керування продуктивністю агроландшафтів має розглядатись як принцип застосування електромагнітних дій на насіння культурних рослин.

2. Насіння культурних рослин має в собі пам'ять і спроможне приймати інформацію та реалізовувати її як в життєдіяльності рослини, так і ґрунту.

3. Основою побудови моделей управління продуктивністю агроландшафтів мають бути електробіодинамічні процеси в рослинній клітині.

### Список літератури

1. Коммонер Б. Технология прибыли / Б. Коммонер – М.: "Мысль", 1976. – 112 с.
2. Руденко В.П. Географія природо-ресурсного потенціалу України // Підручник для студентів. Київ-Чернівці «К.М. Академія» - «Зелена Буковина», 1999. - 567 с..
3. Бабич А. О. Світові земельні, продовольчі і кормові ресурси. / А. О.Бабич – К.: Аграрна наука, 1996. – 570 с.
4. Сидорчук О.В. Науково-інженерні проблеми рільництва та системні заходи їх вирішення // Вісник аграрної науки № 10, травень 2010. - С 31-35.
5. Берека О.М. Дослідження впливу електромагнітного поля високої напруги на посівні якості насіння та визначення оптимальної дози обробки / Берека О.М. Косенко С.М. // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування №139, 2009. - С.62-65.
6. Паранюк В.О. Деякі питання української аграрної науки та передумови їх розв'язання / В.О. Паранюк // Науковий вісник Українського університету в Москві, т. 12. – М.: – 2008. – С. 214–225.
7. Паранюк В.О. Електромагнетизм у вирішенні питань природокористування //Вісник ЛНАУ: Агроінженерні дослідження, №12, том 1; 2008.- С. 568-577.
8. Іноземцев Г. Б. Паранюк В.О. Рівіс Й. Ф. Електростимулювання насіння як засіб енергетичного поновлення потенціалу генотипу в первинному насінництві // Електрифікація та автоматизація сільського господарства. – К.: НАУ, – 2007. – № 1 (20) – С.34 – 41.
9. Паранюк В.О., Обґрунтування заходів підвищення продуктивності культурного рослинництва. // Вісник ЛНАУ Агроінженерні дослідження №13, том 1; 2009. - С.181-191.
10. Жизнеспособность семян.//Перевод с английского Емельяновой Н.А.; Под ред. Фирсовой М.К. – М.: Колос, 1978. – 415 с.
11. Іноземцев Г. Б. Паранюк В.О. Електросепарування насінневих сумішей та електростимулювання посівного матеріалу // Праці Таврійського державного агротехнічного університету, 2008. Випуск 8. Т. 2 – Мелітополь – С. 56 -63.
12. Патент України №25302А, МКІ А01С1/00. Пристрій для обробки насіння / Паранюк В.О., Ковалишин С.Й., Воробкевич В.Ю., Рівіс Й.Ф.; заявл. 21.05. 1996; опубл. 30.10.1998.
13. Патент України на винахід N96104003. МКІ А01С1/00. Спосіб оцінки ефективності передпосівної обробки насіння сільськогосподарських культур / Паранюк В.О., Рівіс Й.Ф., Ковалишин С.Й., Мацьків О.І.; опубл. 06.02.1997.

14. Патент України № 222891А, МКІ А01С1/00. Спосіб оцінки ефективності передпосівної обробки насіння / Паранюк В.О., Рівіс Й. Ф., Ковалишин С.Й., Мацьків О.І.; заявл. 22.10. 1996; опубл.05.05.1998.
15. Патент України №23116А, МКІ А01С1/00. Спосіб оцінки ефективності передпосівної обробки насіння за біохімічними показниками / Паранюк В.О., Рівіс Й. Ф., Ковалишин С.Й., Мацьків О.І.; заявл. 14.11.1995; опубл. 30.06.1998.

*О. Сьдорчук, Г. Иноземцев, В. Паранюк, С. Ковальшин*

#### **Проблемы повышения производительности агроландшафтов**

Статья посвящена повышению производительности отечественных агроландшафтов путем применения электромагнитных воздействий на семена культурных растений.

*O. Sydorcsuk, H. Inozemcev, V. Paranjuk, S. Kovalyshyn*

#### **Problems of raising productivity of agricultural landscapes**

The paper is dedicated to raising the productivity of domestic agricultural landscapes by the way of exposure of seeds of cultivated plants electromagnetic action.

Одержано 05.07.11

### **УДК 631.3(075.8)**

**В.М.Булгаков, акад. НААНУ, В.О.Дубровін, проф., д-р техн. наук,**  
*Національний університет біоресурсів і природокористування України*  
**М.І. Черновол, проф., д-р техн. наук, чл-кор. НААНУ**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Стан та перспективи розвитку механізації сільського господарства**

Проведено аналіз сучасного стану і перспектив розвитку механізації сільського господарства, запропоновано деякі невідкладні заходи: освітня, наукова, виробнича, які, при умові державної підтримки, дадуть можливість суттєво покращити становище цієї галузі.

**сільськогосподарське виробництво, землеробська механіка, система точного землеробства, енергоощадна техніка**

Сучасне сільськогосподарське виробництво – це багатотехнологічна галузь господарювання, проблеми розвитку якої мають комплексний характер, пов'язаний з природою, великими людськими і матеріально-технічними ресурсами та значним за обсягами оборотом коштів.

Технічною і технологічною основою агропромислового комплексу, стержнем товарного виробництва високоякісних продуктів харчування і переробної промисловості є машинні технології, фактично механізація сільського господарства, автоматизація його виробничих процесів, сучасні системи і комплекси машин.

Проаналізуємо в якому стані знаходиться зараз механізація сільського господарства, починаючи з підготовки кадрів на всіх рівнях, розвитку науки, забезпечення новітніми технологіями та технічними засобами для землеробства і тваринництва тощо.

Раніше зародження і набуття навичок до вибору майбутньої професії формувалось у сільських школярів під час літніх канікул, коли переважна більшість

14. Патент України № 222891А, МКІ А01С1/00. Спосіб оцінки ефективності передпосівної обробки насіння / Паранюк В.О., Рівіс Й. Ф., Ковалишин С.Й., Мацьків О.І.; заявл. 22.10. 1996; опубл.05.05.1998.
15. Патент України №23116А, МКІ А01С1/00. Спосіб оцінки ефективності передпосівної обробки насіння за біохімічними показниками / Паранюк В.О., Рівіс Й. Ф., Ковалишин С.Й., Мацьків О.І.; заявл. 14.11.1995; опубл. 30.06.1998.

*О. Сьдорчук, Г. Иноземцев, В. Паранюк, С. Ковальшин*

#### **Проблемы повышения производительности агроландшафтов**

Статья посвящена повышению производительности отечественных агроландшафтов путем применения электромагнитных воздействий на семена культурных растений.

*O. Sydorcsuk, H. Inozemcev, V. Paranjuk, S. Kovalyshyn*

#### **Problems of raising productivity of agricultural landscapes**

The paper is dedicated to raising the productivity of domestic agricultural landscapes by the way of exposure of seeds of cultivated plants electromagnetic action.

Одержано 05.07.11

**УДК 631.3(075.8)**

**В.М.Булгаков, акад. НААНУ, В.О.Дубровін, проф., д-р техн. наук,**  
*Національний університет біоресурсів і природокористування України*  
**М.І. Черновол, проф., д-р техн. наук, чл-кор. НААНУ**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Стан та перспективи розвитку механізації сільського господарства**

Проведено аналіз сучасного стану і перспектив розвитку механізації сільського господарства, запропоновано деякі невідкладні заходи: освітянські, наукові, виробничі, які, при умові державної підтримки, дадуть можливість суттєво покращити становище цієї галузі.

**сільськогосподарське виробництво, землеробська механіка, система точного землеробства, енергоощадна техніка**

Сучасне сільськогосподарське виробництво – це багатотехнологічна галузь господарювання, проблеми розвитку якої мають комплексний характер, пов'язаний з природою, великими людськими і матеріально-технічними ресурсами та значним за обсягами оборотом коштів.

Технічною і технологічною основою агропромислового комплексу, стержнем товарного виробництва високоякісних продуктів харчування і переробної промисловості є машинні технології, фактично механізація сільського господарства, автоматизація його виробничих процесів, сучасні системи і комплекси машин.

Проаналізуємо в якому стані знаходиться зараз механізація сільського господарства, починаючи з підготовки кадрів на всіх рівнях, розвитку науки, забезпечення новітніми технологіями та технічними засобами для землеробства і тваринництва тощо.

Раніше зародження і набуття навичок до вибору майбутньої професії формувалось у сільських школярів під час літніх канікул, коли переважна більшість

юнаків мала змогу допомагати батькам працюючи (спостерігаючи за працею батьків) у полі, на комбайні або за кермом трактора, чи на інших простих сільськогосподарських знаряддях. Згодом, при досягненні зрілості чисельний загаль юнаків сільської місцевості дружньо наповнював навчальні кабінети і машинні двори професійно-навчальних училищ, технікумів з механізації сільського господарства, аудиторії і навчальні лабораторії вузів аграрного профілю. Після навчання майже всі вони повертались у село, тобто були потім безпосередньо задіяні у сфері матеріального виробництва. Професійно-технічні училища і особливо технікуми раніше дуже гарно і ґрунтовно готували для села так званий "середній клас", на якому міцно тримався кадровий потенціал усього сільськогосподарського виробництва. Підготовка кадрів з механізації сільського господарства для країни донедавна була дуже відпрацьованим, навіть добре налагодженим і чітко працюючим механізмом.

Зараз, коли сільськогосподарське виробництво країни у переважній більшості знаходиться у досить ганебному стані, внаслідок кризових явищ, суттєвого скорочення господарств суспільного сектора господарювання і відсутності сучасних фермерських господарств, система професійно-освітньої підготовки сільських механізаторів повністю зруйнована, а технікуми з механізації перетворені на коледжі (це фактично перша ступінь вузівської підготовки) зникли ті важелі, що спонукали сільську молодь (навіть не дуже обдаровану) і людей середнього віку здобувати будь яку освіту з механізації сільського господарства, залишатись у сільській місцевості, безпосередньо працювати у сфері матеріального виробництва.

Ні в якому разі не ображаючи і не принижуючи досягнень сучасного науково-технічного прогресу ми маємо підстави стверджувати, що зараз сільські юнаки ще з малого віку із більшим захопленням дивляться на комп'ютер, а не на трактор чи комбайн і зовсім не бажають повторювати долю своїх батьків, що не мають тепер роботи у рідному селі.

А як же зараз готуються кадри вищої кваліфікації для галузі механізації сільського господарства? Впровадження і перехід до багатоступеневої підготовки усієї освіти, в цілому багаторічно і успішно апробований у багатьох високорозвинених країнах світу, насправді призвів у нас до того, що підготовка з базової освіти на факультетах механізації сільського господарства – тобто бакалаврів, тепер здійснюється тільки на протязі 4-х років. А це призвело до того, що 5-річний курс дисциплін, необхідних для підготовки повноцінного інженера-механіка сільськогосподарського виробництва фактично втиснутий тепер у чотири роки. Але на жаль здійснено це за рахунок скорочення загально-технічних, фундаментальних дисциплін – математики, фізики, теоретичної механіки, теорії механізмів та машин тощо. Небажання керівництва багатьох факультетів скорочувати дисципліни профільюючих, професійних курсів (на кафедрах яких вони самі у переважній більшості і працюють), призводить до того, що всупереч початковому фундаментальному навчанню ґрунтовним основам майбутньої інженерної справи, тобто математики, фізики і механіки, студенти вже з першого курсу починають вивчати сільськогосподарські машини і трактори. Обмежене першепочаткове вивчення фундаментальних дисциплін в аграрних університетах це дуже загрозливе становище для всієї системи інженерної освіти (підготовка інженерів-механіків, інженерів-електриків, інженерів-біотехнологів), оскільки нездатність майбутнього інженера до фундаментальних понять механіки ніяк не призведе до розуміння і успішного вивчення ним у подальшому теорії сільськогосподарських машин, теорії трактора, теорії двигуна тощо. Та й поступово, з дозволу високого керівництва освітою країни, назви факультетів механізації сільського господарства "тихесенько" усюди змінено на механіко-технологічні факультети. Тобто в аграрних університетах готуються тепер спеціалісти нібито не для інженерної діяльності у сільському господарстві, а майбутні технологи-спостерігачі за механізованими процесами у сільському господарстві.



Ніяким чином не припиняючи значення і вагомості підготовки з основ сучасної технології виробництва продукції рослинництва і тваринництва (яка, до речі, і у минулі часи дуже ґрунтовно вивчалась на факультетах механізації сільського господарства при викладанні дисциплін з експлуатації машинно-тракторного парку, механізації тваринницьких ферм, організації виробництва в колгоспах і радгоспах тощо), особливо при різних формах господарювання на селі, основна діяльність інженера-механіка сільськогосподарського виробництва – це розрахунки, забезпечення вимог і якості механізованих процесів, високоефективна експлуатація техніки, її регулювання і підтримання у працездатному стані, а мабуть і у недалекому майбутньому автоматизоване та комп'ютеризоване управління сільськогосподарською технікою. В такому разі вищий кваліфікаційний рівень освіти – магістерська підготовка (одно-, півторарічна), при відсутній ґрунтовній початковій підготовці з фундаментальних дисциплін (яка здійснюється на 1-2 курсах аграрних університетів) навряд-чи може готувати (після такої "базової освіти") висококваліфікованих дослідників, випробувачів або конструкторів сільськогосподарської техніки. Здатність до плідного продовження магістерського навчання має дуже обмежена (тільки обдарована) частина студентів бакалаврату, перетворюючи в цілому навчання в магістратурі, написання і захист магістерської роботи (фактично невеликої за обсягом кандидатської дисертації) на просту формальність, у багаторазове переписування одних і тих же робіт, без усілякого рецензування, справжнього, хоча і спрощеного захисту тощо.

Сподівання на те, що при підготовці магістрів можна успішно викладати фундаментальні дисципліни, так звані "спекурси" (наприклад, теорія стійкості руху, теорія нелінійних коливань, динаміка машин та міцність) не більш ніж ілюзії, оскільки не маючи фундаментальних основ теоретичної механіки, яку, як і у всьому світі викладають на інженерних факультетах аграрних вузів 3 і більше семестри (тобто 1,5–2 роки), а у нас – усього 1 семестр, ці "спекурси" будуть для багатьох студентів-магістрів не більше ніж пустий звук.

Переведення значної кількості годин навчання на використання так званої "самостійної" роботи студентів, яка, до речі, також широко розповсюджена у високорозвинених країнах світу і має дуже високу ступінь ефективності (там студенти "не з під палки", а добровільно, самостійно за допомогою комп'ютерної мережі самі наполегливо вивчають значну частину навчального матеріалу, майже до "дірок" зачитують підручники і навчальні посібники), призводить до того, що у переважній більшості студенти наших інженерних факультетів мають, як кажуть, "офіційний" дозвіл не відвідувати і без того напівпорожні аудиторії і навчальні лабораторії. Колись ґрунтовно відпрацьована і дуже ефективна робота студентів при виконанні домашніх "Розрахунково-графічних робіт" зараз повністю відмінена, невідомо з яких причин сьогодні "Курсові проекти", намагаються залишити усього в кількості одного на весь курс (фактично на 1 рік навчання), замість 1 проекту на курс навчальної дисципліни.

Підготовка майбутніх дослідників, конструкторів і випробувачів сільськогосподарської техніки, яка здійснюється зараз на існуючих і нещодавно створених факультетах конструювання аграрних університетів також, на нашу думку, також не відповідає сучасним вимогам сьогодення, оскільки тут студенти також мають обмежені курси навчання фундаментальних дисциплін на 1-2 курсах, навчальні плани в основному дублюють програми підготовки звичайних інженерів-механіків, майбутні фахівці у переважній більшості позбавлені практичного навчання на машинобудівних заводах, у конструкторських бюро, на машино-випробувальних станціях. Зараз їх підготовка мало що нагадує підготовку в минулому аналогічних фахівців у колишніх політехнічних інститутах на факультетах тракторного та сільськогосподарського машинобудування і механіко-машинобудівних факультетах, де, до речі, у цілому навчання продовжувалось протягом шести років.

Крім того, відсутність відповідних умов та фінансування на здійснення

практичної підготовки майбутніх фахівців, яка раніше здійснювалась шляхом проходження численних навчальних та виробничих практик (на машинобудівних заводах, сільгосптехніках, ремонтних майстернях, у звичайних колективних господарствах) зараз зведена до мінімуму. А помічена в останні роки тенденція "примусового банкрутства" учбових господарств і дослідних станцій, що належать аграрним вузам, і "переведення" їх в іншу власність, взагалі позбавляє студентів факультетів механізації сільського господарства навіть побачити працюючий у полі трактор, не те, що самим бути за його кермом і виконувати якісь механізований технологічний процес. Широко розповсюджена у минулі роки серед студентів факультетів механізації сільського господарства аграрних вузів щорічна робота на цілих землях, яка була міцною школою трудового зростання майбутніх інженерів-механіків сільськогосподарського виробництва, зараз на жаль відсутня. А тому, в країні фактично взагалі майже відсутні умови для ґрунтовної практичної підготовки майбутніх фахівців сільського господарства, які б мали не тільки міцне університетське навчання, але й умови для надбання навичок його конкретного вмілого застосування і реалізації.

Широко розповсюджена зараз практика направлення на навчання (стажування) за кордон у провідні аграрні країни найбільш обдарованих студентів факультетів механізації аграрних університетів теж ніяк не вирішує проблем поповнення сільського господарства країни інженерними кадрами високої кваліфікації, оскільки переважна більшість таких "стажерів" взагалі в Україну не повертається. Короткострокові ж (до півроку, або на рік) направлення на роботу у західні країни наших студентів, для ручного збирання там капусти, салатів тощо взагалі ніякого відношення до фундаментальної підготовки інженерних кадрів не мають.

Негативна тенденція до обвального зниження обсягів та вимог до вивчення по-перше: фундаментальних дисциплін на інженерних факультетах аграрних університетів, а по-друге: тенденції зниження вимог і в цілому загального рівня освіти і практичного навчання призведе, на нашу думку, до випуску не конкурентноспроможних фахівців у порівнянні з високорозвиненими країнами світу. Високотехнологічне товарне виробництво сільськогосподарської продукції з використанням сучасних технологій і найсучаснішої техніки, незважаючи на різні форми власності на селі, буде в нашій країні просто неможливим. А, якщо враховувати те, що переважна більшість випускників інженерних факультетів аграрних університетів взагалі не може знайти роботи за обраним фахом, тобто безпосередньо у сільському господарстві, то в цілому стан справи виходить за межі загрозливого.

Не кращою, на нашу думку, є і підготовка кандидатів та докторів наук в галузі механізації сільського господарства. Вседозволеність у вказаному напрямку наукової діяльності призвела до того, що спеціалізовані вчені ради (навіть докторські) почали створюватись у вищих навчальних закладах, де взагалі немає відповідних факультетів механізації сільського господарства, відповідних власних наукових кадрів і фундаментальних наукових шкіл. Під інженерну спеціальність сільського господарства "почали працювати" вчені, які не тільки самі не мають відповідної механізаторської базової освіти, але й широким загалом "випускають" учнів, які ледве бачили плуга та ріллю, не те що коли не будь їх вивчали, а потім з розумінням досліджували. Ця обставина не була б такою загрозливою, якби у нас справжні вчені механіки і математики дійсно готували учнів і дисертаційні роботи, що збагачують галузь механізації сільського господарства новітніми дослідженнями сучасного рівня, а не навпаки вкрай низький рівень численних дисертаційних робіт, які зараз захищаються у цьому напрямку. На думку голови відділу технічних наук ВАКу України Л.А.Пономаренка, яку він нещодавно висловив на засіданні Відділення механізації і електрифікації УААН: "За науковим рівнем значна кількість дисертацій з механізації сільського господарства ледве дотягують до колишнього рівня курсових робіт". При



захистах докторських дисертаційних робіт взагалі у більшості випадків склалась навіть така парадоксальна тенденція, при якій якщо майбутній здобувач високого наукового ступеня попередньо доповідав результати власної роботи в одній спеціалізованій раді і отримує при цьому низку зауважень і побажань до їх виправлення і покращення роботи, але вже через місяць-півтора він успішно, одноголосно захищає ту ж саму роботу без будь-яких виправлень та покращень у другій спеціалізованій раді. Про які ж дослідження сучасного наукового рівня може йти мова, якщо зараз нібито заборонено окремим вченим навіть мати власну думку на захистах дисертацій і висловлювати негативні відгуки, в разі коли решта і дружно усі – "За"! А навіть і несподівано висловлена негативна думка відразу ж потоне у дружному хорі кругової підтримки: сьогодні я критикую, а завтра мого аспіранта "з'їдять", а може і не зможуть з'їсти, але "нерви при цьому значно поспують". В інженерній науковій галузі сільського господарства вже багато років існує така обставина, що майже одних і тих же докторів наук запрошують опонентами дисертаційних робіт, причому за дуже різними напрямками – по ґрунтообробці, збиранню зернових, буряків, відновленню спрацьованих деталей тощо. І справа не в тому, що так звані доктори наук мають значні наукові здобутки у цих різних напрямках механізації сільського господарства, а в тому, що вони навпаки мало на чому знаються, проте завжди і гарантовано дають позитивні відгуки. А деякі доктори наук несподівано стають керівниками аспірантів або здобувачів не тільки у різних напрямках інженерно-аграрної науки (навіть не маючи уявлень про особливості й тонкощі деяких її галузей), та й ще у різних містах країни, створюючи, таким чином, швидкоруч "власні наукові школи". Насправді ж ці, так звані "доктори наук" просто здатні швидко і гарантовано проштовхувати дисертаційні роботи будь-якого змісту. Такий стан речей теж немає нічого спільного зі справжньою наукою.

А яке ж зараз становище в проведенні наукових досліджень з механізації сільського господарства і сільськогосподарського машинобудування в різних наукових і навчальних закладах?

Технічна і технологічна основа сучасного сільського господарства базується на багатьох фундаментальних науках, однією з яких є землеробська механіка.

"Землеробська механіка" – це технічна наука, яка розвивається в тісному зв'язку з вимогами сільськогосподарського виробництва і вивчає механіку сільськогосподарських середовищ і матеріалів, технологічних процесів і операцій, машин і механізмів, машинних агрегатів, потокових ліній і систем машин, динаміку системи "людина – машина" у сільському господарстві, а також технологічні процеси, що базуються на використанні немеханічних (теплових, електричних та ін.) видів енергії, і розробляє методи інженерного розрахунку і проектування для механізації і автоматизації сільського господарства.

Таким чином, землеробська механіка розробляє науково – технічні та механіко – математичні методи побудови необхідних для сільськогосподарського виробництва механічних систем, зокрема, знарядь виробництва, машин і машинних агрегатів, тобто фактично є теоретичною основою усієї сільськогосподарської техніки. Безперечно, теоретичні дослідження взаємодії робочих органів з різними матеріалами, методи описання складних динамічних систем дозволяють розробити методику розрахунку конструктивних параметрів і технологічних режимів роботи сільськогосподарських машин, зменшити витрати коштів і час на експериментальні дослідження. Для обґрунтування параметрів сільськогосподарських знарядь та машин з урахуванням динамічних навантажень і взаємодії робочих органів з ґрунтом чи матеріалом потрібні глибокі знання з землеробської механіки, яку засновник цієї науки, академік В.П. Горячкін охарактеризував як "посередника між механікою і природознавством, тобто механікою мертвого і живого тіла". Отже, методологічною основою

землеробської механіки є три елементи, які складають технологічний процес: об'єкт обробки, робочий орган і енергетичний засіб.

Фактично з часів початку механізації сільського господарства землеробська механіка складає її початкову фундаментальну науку. Майже 40 років тому в центральній партійній газеті Радянського Союзу "Правда" була надрукована фундаментальна стаття – "Земледельческая механика (Проблемы и суждения)", видатних вчених: академіка АН СРСР, вченого із світовим ім'ям І.І.Артоболевського; відомого корифея землеробської механіки і галузі механізації сільського господарства (який після основоположника землеробської механіки, академіка В.П. Горячкіна найбільш продуктивно продовжив розробляти фундаментальні її основи), академіка ВАСГНІЛ, чл.-кор. АН УРСР П.М.Василенка і доктора технічних наук, яскравого спеціаліста в галузі теоретичних основ вібраційних процесів у сільськогосподарських машинах О.О.Дубровського [1].

Сам факт появи такої статті на сторінках "Головного партійного рупора" Великої держави свідчив про те, що ще тоді керівництво країни офіційно визнавало і розуміло важливість цієї науки, бачило її прямі зв'язки з найважливішою галуззю сільського господарства – механізацією і, як фактичний наслідок, втілення в життя її основ для подальшого зростання ефективності усього сільськогосподарського виробництва, збільшення могутності держави, багатства і добробуту її населення. До речі, згадана стаття була надрукована відразу після проведення у Москві величезної наукової конференції, присвяченої 100-річчю з дня народження академіка В.П. Горячкіна (1868 – 1935 рр.), де були поставлені і обговорені ключові позиції землеробської механіки і теоретичних основ фактично усєї сільськогосподарської техніки.

Проаналізуємо і ми, які зміни відбулись у зазначеній галузі науки і техніки з вище згаданих подій за період часу, який стосовно розвитку будь-якої техніки (або взагалі технічного прогресу) визначається, як дуже значний. Про що з хвилюванням і критикою писали наші видатні попередники тоді і що відбувається сьогодні, тим більш, що нещодавно, у жовтні минулого року, у Мелітополі відбулась не менш величезна щорічна Міжнародна науково-практична конференція "Сучасні проблеми землеробської механіки", присвячена пам'яті академіка П.М. Василенка, яка також зібрала видатних вчених різних напрямків і шкіл технічної галузі сільського господарства з різних країн і на якій, так само із стурбованістю за стан справи, обговорювались актуальні питання науки в галузі механізації сільськогосподарського виробництва і сільськогосподарського машинобудування.

По-перше, тоді фактично визнавалось відставання рівня вітчизняної сільськогосподарської техніки від кращих світових аналогів, причинами якого вбачались три важливих напрямки: низька якість сільськогосподарських машин; відсутність відповідних типів сільськогосподарських машин і механізмів для виконання ряду технологічних процесів машин і стан, при якому не повністю використовуються резерви продуктивності машин.

На жаль і зараз немає ніяких підстав стверджувати, що вказані причини в нашій країні вже успішно подолані.

Навпаки, якість сільськогосподарських машин і знарядь, що виготовляються зараз в Україні, і досі є дуже низькою. Як і тоді, надійність і довговічність сучасних сільськогосподарських машин значно поступається світовому науково-технічному рівню техніки. Тоді причиною низької якості вважалась відсутність необхідних високоякісних матеріалів, які використовуються при створенні сільськогосподарських машин, неможливість використання необхідних комплектуючих виробів, які значно відпрацьовані і дуже надійні (карданні вали, підшипники, зубчасті колеса, елементи гідравліки, редуктори тощо), відсутність різноманітних профілів прокату, електронних засобів керування і контролю.

Тепер, коли виробники техніки при створенні власних машин можуть ніби-то без усяких обмежень купувати і будь-який метал, і будь-які комплектуючі вироби, і будь-які прилади і системи, однак в цілому отримати зразки, що відповідатимуть рівню світових аналогів, на жаль, поки що ніяк не можуть. Були навіть випадки, коли на трактор вітчизняного виробництва встановлювали двигуни, як здавалось, дуже відпрацьовані і надійні, всесвітньовідомих фірм "Вольво" і "Дойц", а в кінцевому результаті, на жаль, "трактора так і не мали".

Виникає цілком зрозуміле питання: "А в чому ж сховане коріння цієї проблеми, яка зараз здається для багатьох зовсім нездоланою у найближчі часи?" На наш погляд це, насамперед – "Традиції" і "Висока культура виробництва" сільськогосподарської техніки. А це дуже ємні і комплексні поняття, що охоплюють багато важливих, взаємопов'язаних питань, починаючи від ретельного наукового відпрацювання конструкції тієї чи іншої сільськогосподарської машини, того чи іншого комбайна або трактора, і закінчуючи сучасними станками та обладнанням машинобудівних підприємств, на яких працюватимуть робітники високої кваліфікації з відповідальним відношенням до своєї справи. Цілком очевидно, що на сучасному етапі створення високонадійної сільськогосподарської (та й будь-якої іншої) техніки відбудеться лише за умов ретельного, всеохоплюючого дослідження, точних розрахунків, комп'ютерних методів її конструювання, найсучаснішого випробування, високоякісного виготовлення з гарантованим прогнозом надійності усієї машини. Крім того, в подальшому необхідно всіляко підтримувати так звану "експлуатаційну надійність" сільськогосподарських машин на базі розробки нових методів технічного сервісу і ремонту. Цієї культури виробництва і традицій на більшості заводів галузі сільськогосподарського машинобудування України, на жаль, зараз ще недостатньо, і, здається, що найближчим часом вона не з'явиться. Але прагнути до них потрібно. І в багатьох випадках слід починати це робити навіть із першого кроку, інакше нам залишиться роль "відсталого держави", якій не позаздриш !

Стосовно відсутності відповідних типів сільськогосподарських машин і механізмів для виконання ряду технологічних процесів, що мало місце 35 років тому, то ця проблема в Україні ніби-то вважається вже практично вирішеною, оскільки промисловістю України випускається біля 80% сільськогосподарської техніки за номенклатурою [2].

В умовах ринкової економіки дотримання цієї концепції і в майбутньому дозволить гнучко реагувати, відповідним чином, на виробництво технічних засобів та технологічних комплексів від тих, що вже вичерпали свої технічні, технологічні і економічні можливості і потребують заміни, до нових, які вимагають ще тільки розробки та ретельного опрацювання.

Однак, і в цьому питанні теж залишаються ще деякі невирішені проблеми. Скажімо, чи потрібно в Україні розробляти і виготовляти всі системи і комплекси машин для агропромислового виробництва, чи ні? Відповідь була б досить простою – так, якщо усе, що виготовляється зараз в країні, було б конкурентно спроможним і мало б гарантований попит за кордоном. При невиконанні цієї умови створювати сільськогосподарські машини, які ледве купують на внутрішньому ринку, навряд чи доцільно.

При наявності, зараз, дешевої робочої сили створювати повністю механізовані поточкові лінії, як це вважалось за необхідне раніше, скажімо при вирощуванні овочів, зараз також недоцільно. Існування гнучкої системи раціональної уніфікації та широкої межі адаптивності машин до різних зональних умов, технологічні комплекси машин, що створюються і виготовляються в Україні, можуть бути з відповідним обмеженням.

Питання повного використання резервів підвищення продуктивності машин залишається актуальним і досі, оскільки цілком очевидно, що воно буде завжди важливим при створенні нових машин та вдосконаленні технологічних процесів

виробництва різних сільськогосподарських культур. Ретельно обґрунтовані оптимальні робочі швидкості самохідних машин та сільськогосподарських агрегатів, співвідношення їх з шириною захвату, масою самих машин, їх робочих органів та матеріалу, що обробляється, безпосередньо пов'язані з енергоємністю технологічних процесів. Тому в даному напрямку зараз потрібно приділяти якомога більше уваги, оскільки і раніше і тепер сільськогосподарські машини вітчизняного виробництва значно поступаються світовим аналогам саме за критерієм енергоємності.

Безумовно ключовим питанням, як раніше, так і сьогодні, є ті найважливіші напрямки роботи вчених і конструкторів, які працюють у галузі сільськогосподарського машинобудування. Цілком очевидно, що як в минулому, так і тепер – це використання сучасних методів і засобів опису складних динамічних систем, якими є сільськогосподарські машини, на підставі чого отримуватимуться оптимальні рішення по вибору параметрів і режимів їх роботи.

Простежимо більш ретельно, а який же стан цього питання сьогодні?

Широко розповсюджена практика копіювання і виготовлення "чужих" сільськогосподарських машин робить "непотрібною" роботу більшості конструкторських бюро, вчених галузевої і вузівської науки. Однак, вже загальновідомо, що "сліпе" копіювання у більшості випадків в кінцевому підсумку дає (на перший погляд небачені) економічні збитки, робить неможливим, в умовах жорсткої конкуренції, на ринках збуту гарантовано торгувати з прибутком (іноді дуже великим) власними розробками.

Адже відомо, що в усьому цивілізованому світі виробники техніки постійно вкладають у власні технічні рішення значні кошти, починаючи з затрат на фундаментальні теоретичні і експериментальні дослідження (і ми є свідками того, що всесвітньо-відомі фірми Німеччини роблять замовлення провідним університетам на проведення таких досліджень, витрачаючи на це чималі кошти), на створення (придбання) дуже дорогих засобів та стендів для дослідження і випробовування своєї продукції, підтримання її найвищого технічного рівня. З інформації, що надійшла від вітчизняних вчених, які відвідали всесвітньо відому американську фірму виробника сільськогосподарської техніки "Джон-Дір" стало відомо, що щодня виділяються кошти у розмірі 2,0 – 2,5 млн. доларів (щодня!) на проведення ґрунтовних наукових (теоретичних і експериментальних) досліджень, конструкторські і дизайнерські опрацювання, всебічні випробування, проведення "розробок на перспективу". В складі фірми працює навіть "власний університет" зі штатом у 400 науковців, конструкторське бюро за напрямками проектування різних типів сільськогосподарських машин, що нараховує більш ніж 200 висококваліфікованих конструкторів і дизайнерів. Власні наукові розробки та перспективні опрацювання фірма тримає у суворому секреті. При завоюванні світового ринку іде "справжня війна" на науковому і конструкторському фронті. Цілком очевидно, що для отримання щорічного прибутку в розмірі 8,0 – 12,0 млрд. доларів, керівництво фірми може дозволити собі витрачати більш ніж 700 млн. доларів в рік на фундаментальну науково-дослідну та конструкторську роботу. Таке ж саме положення існує у цивілізованому світі і в інших галузях – авіаційній, автомобільній, харчовій, будівельній тощо.

Безперечно, що і в умовах світової ринкової економіки не виключається подібне "копіювання" (науково-технічний "шпіонаж" існує і донині), однак це робиться таким чином, з такою ретельною проробкою, що "копії" вже мають ніби-то своє, власне "обличчя", найчастіше вже значно краще, ніж "своїх попередників". У нашій системі сільськогосподарського машинобудування на жаль "копії" майже на порядок поступаються "оригіналам"!

Розроблені ж та створені без відповідної наукової проробки, "швидкоруч", власні зразки вітчизняної (особливо складної) сільськогосподарської техніки (а вони дуже примітні під час проведення виставок, чи ярмарків, навіть за темно-сірого

кольору, в який вони пофарбовані) являють собою технічні засоби, у яких період експлуатації (частіше дуже короткий) з першого дня і до останнього – це фактично період постійної "доробки", "переробки", "переобладнання". Якість роботи, високі експлуатаційні показники і енергоємність процесу, що виконується, вже, як правило, нікого не цікавлять.

Ось тоді і починають видаватись гасла: "Дешевше купити сільськогосподарську техніку західного виробництва, ніж виготовляти власну". Чиновникам від реалізації цієї тези – дуже вигідно, а власне сільськогосподарське машинобудування ще більше заганняється в кут, з якого дуже важко знайти вихід. Це треба вже давно зрозуміти. Для України занадто дорого і економічно недоцільно, маючи власну (колись дуже потужну) галузь сільськогосподарського машинобудування, закуповувати зернозбиральні і бурякозбиральні комбайни іншу сільськогосподарську техніку, втрачаючи внутрішній ринок, величезні валютні кошти, робочі місця для зайнятості власної робочої сили тощо.

Таким чином, при наявності власного широко розвинутого сільськогосподарського машинобудування необхідний подальший міцний союз виробників і вчених. І він, такий союз, раніше був. Підтвердженням цього є той факт, що про це немає мови у вище згаданій статті [1], тому що "кошти на науку" (іноді досить значні) виділяла і Держава і підприємства, і для вирішення актуальних наукових питань сільськогосподарської техніки запрошувались іноді дуже великі наукові сили, включаючи навіть інститути Академії наук СРСР.

І успіхи у цьому напрямку теж були безсумнівні. Так, ще в далекому 1938 році трактор вітчизняного виробництва ХТЗ-НАТИ-ІТА на міжнародній виставці сільськогосподарської техніки у Парижі отримав Гран-прі. У 1958 році трактор виробництва Харківського тракторного заводу ДТ-20 вже на Всесвітній виставці у Брюсселі отримав Золоту медаль і Диплом 1-го ступеня. Цей трактор експортувався більш ніж у 30 країн світу. У 1957 і 1961 роках на Всесвітній виставці сільськогосподарської техніки у Брюсселі бурякозбиральні комбайни КС-3 та СКЕМ-3 виробництва Дніпропетровського комбайнового заводу отримали найвищі нагороди. Зернозбиральний комбайн СК-3 теж мав міжнародне визнання і міжнародні нагороди.

Куди ж зараз зникли завойовані на світовому рівні визнання невтомної праці вітчизняних вчених, конструкторів, виробників?

Раніше для багаточисельних науково-дослідних установ сільськогосподарського напрямку, відділів, машинно-випробувальних станцій, конструкторських бюро, факультетів механізації сільського господарства аграрних ВУЗів була лише потреба у переході на єдину систему організації і здійснення наукових досліджень [1]. Зараз наукові дослідження ледве проводяться у малочисельних закладах, які ще залишились і ледве існують. Більш кращі умови створені зараз в аграрних університетах, однак їх наукові розробки ще потребують впровадження у виробництво, що не завжди вдається швидко, або взагалі не вдається. Роблячи першокласні наукові роботи, університетські вчені не мають змоги їх "кудись збути" і вони залишаються лише на папері. Про яке ж ретельне наукове відпрацювання нових зразків вітчизняної сільськогосподарської техніки може бути зараз мова?

Який же висновок можна зробити з цього, вкрай важливого питання? Чи потрібна Україні галузева (заводська), академічна та вузівська наука в галузі сільськогосподарського машинобудування? Відповідь очевидна. Так!

Найкраще про це сказав, на наш погляд, ще десять років тому відомий вчений у галузі сільськогосподарського машинобудування заслужений діяч науки і техніки України, професор В.Я. Анилович [3]: "На жаль зараз положення агроінженерної науки є незavidним. Однак, пройде час і все повинно стати на свої місця, оскільки немає такої держави, яка б міцно трималася на ногах і народ жив би у ній гідно, а наука і освіта в ній були б у загоні..."!

Ми теж дуже сподіваємось на те, що Україна нарешті стане високорозвиненою, цивілізованою і багатою державою!

Проростки такого пророцтва вже є. Так, до найсучасніших наукових розробок, які зараз успішно проводяться в Україні великим загоном університетських, академічних, галузевих вчених, а також представниками всесвітньо відомих західних фірм, слід віднести – "Застосування системи точного землеробства в агропромисловому комплексі, високоінтегрованої системи аналізу і синтезу технологій вирощування сільськогосподарських культур та їх керування". Точне землеробство базується на глобальній системі позиціонування, географічній інформаційній системі та на технологіях змінних норм внесення технологічних матеріалів. Названі елементи точного землеробства дозволяють отримувати геовизначену інформацію про стан поля, визначати шляхи зниження витрат на виробництво конкурентноспроможної сільськогосподарської продукції за даними екологічних показників. І в цьому напрямку вже є суттєві здобутки, які зацікавили представників західних фірм. Так, вже розроблено ліцензоване вітчизняне програмне забезпечення, навігаційне обладнання, засоби інформаційного забезпечення і бортова апаратура для сільськогосподарської техніки, макетні зразки робочих органів сільськогосподарських машин, здатних працювати в режимах змінних норм внесення технологічних матеріалів.

Впровадження технологій точного землеробства в сільськогосподарське виробництво України вимагає вирішення багатьох науково-технічних питань, зокрема в галузі агробіологічних, технічних та економіко – інформаційних наук, що складають базу знань точного землеробства, на основі якої повинні розроблятися алгоритми взаємозв'язків місцевизначених параметрів і диференційованих механізованих операцій для кожного поля, а в кінцевому рахунку – розробка глобальної моделі виробництва продукції рослинництва.

Важливим фактором інтенсифікації процесів в сільському господарстві є також електротехнології. Ці технології стосуються використання електрики і магнетизму безпосередньо в технологічних процесах землеробства і тваринництва. Науково – дослідні роботи, що проведені в останні роки і виробничий досвід показали технічну доцільність і економічну ефективність застосування електротехнологій саме в таких технологічних процесах:

- очищення і сортування насіння сільськогосподарських культур;
- стимуляція розвитку і врожайності рослин;
- захист рослин від шкідників, бур'янів і хвороб;
- післязбиральна обробка врожаю.

Таким чином, шляхом електрофізичного діяння на ґрунт, рослини, насіння і добрива можна досягти збільшення врожаю, підвищення якості сільськогосподарської сировини, загального покращення екологічної ситуації у сільському господарстві. У кінцевому результаті це дозволить значно зменшити витрати трудових, матеріальних і енергетичних ресурсів сільськогосподарського виробництва.

Разом з цим слід визначити, що навіть широке практичне використання наукових розробок з електротехнологій у землеробстві, тваринництві та птахівництві України зовсім не буде відповідати великим (невичерпним) їх можливостям. А це значить, що у цьому напрямку землеробської механіки потрібні нові, ще більш ґрунтовні дослідження.

Потребують уваги подальші фундаментальні аналітичні дослідження різних технологічних процесів, що виконуються при вирощуванні і збиранні різних сільськогосподарських культур. Це і механіко-математичне моделювання руху машинних агрегатів, і створення нових теорій вібраційних процесів, що виконують деякі сільськогосподарські машини (наприклад, вібраційного викопування коренеплодів буряків), і дослідження динамічних навантажень і режимів роботи складних сільськогосподарських машин. Ці питання є актуальними вже багато років. Вони і в подальшому будуть постійно виникати при розробці нових зразків

сільськогосподарської техніки.

Без сумнівів, і зараз треба це особливо підкреслити, що землеробська механіка фактично визначає технічний рівень усього сільськогосподарського виробництва. А це означає, що розробки у цій галузі треба вважати пріоритетними.

Вважаємо за необхідне ще раз підкреслити, що як раніше [4], так і зараз можна вважати першочерговими актуальними проблемами землеробської механіки наступні її розділи:

1. Загальні теоретичні основи і методи досліджень сільськогосподарських машин.
2. Механіка сільськогосподарських середовищ і матеріалів.
3. Механіка технологічних процесів виробництва, переробки і зберігання сільськогосподарської продукції.
4. Механіка технологічних процесів виробництва, переробки і зберігання тваринницької продукції.
5. Динаміка мобільних енергетичних засобів.
6. Розробка і застосування технологій системи точного землеробства і тваринництва у сільськогосподарському виробництві.
7. Механіка сільськогосподарських машин, механізмів, приводів і роботів.
8. Механіка корозійно-механічного зношення сільськогосподарської техніки та засоби підвищення її надійності.
9. Динаміка системи "людина – машина" у сільськогосподарському виробництві.
10. Інженерний розрахунок і проектування систем і комплексів машин у сільському господарстві.
11. Теоретичні основи автоматичного керування процесами сільськогосподарського виробництва.
12. Основи використання електротехнологій у сільськогосподарському виробництві.
13. Механіка сільськогосподарського транспорту.
14. Теоретичні основи метрології, якості і стандартизації у сільському господарстві.

А які ж зараз існують конкретні першочергові завдання в цілому галузі механізації сільського господарства України та які ж пріоритетні напрями наукових досліджень з механізації і електрифікації сільського господарства повинні виконуватись і впроваджуватись у виробництво?

На нашу думку, наукова діяльність науково-дослідних установ Української академії аграрних наук та Міністерства аграрної політики, вищих учбових закладів інженерного профілю та їх підрозділів в теперішній період повинна бути зосереджена на вирішенні тих першочергових завдань, які спрямовані на суттєве підвищення ефективності вітчизняного сільськогосподарського виробництва.

До таких першочергових завдань слід віднести обґрунтування механізованих технологій та системи машин з урахуванням тих змін, які відбуваються в агропромисловому комплексі країни. Так, збільшення кількості фермерських господарств та виробництва сільськогосподарської продукції в індивідуальних (селянських) господарствах, особливо продукції тваринництва та овочівництва, вимагає обґрунтування і включення в систему машин відповідної техніки, яка, крім того, була б адаптована до новітніх технологічних розробок в рослинництві та тваринництві, новітніх досягнень в селекції, насінництві та т. ін.

Вузловим завданням наукових установ і вузів є виконання досліджень, щодо стабілізації та збільшення врожайності зернових, технічних і кормових культур. Вирішення цієї проблеми перш за все пов'язано з якісним і вчасним обробітком ґрунту. В останній період з об'єктивних причин складається негативна тенденція зриву

оптимальних агрономічних строків оранки та підготовки ґрунту до посіву сільськогосподарських культур, особливо в Степовій зоні. В поєднанні з різким зменшенням обсягів застосування органічних і мінеральних добрив, незадовільною боротьбою з бур'янами і незадовільним захистом рослин від хвороб і шкідників, сукупний вплив цих факторів може бути оцінений в 30...50% зниження врожайності зернових культур, що особливо проявляється в зонах критичного забезпечення вологою. Головна причина такого стану, в першу чергу, через недостатність в господарствах тракторів тягових класів 3-5, які передбачені типорозмірним рядом та комбінованих широкозахватних машин і знарядь для обробітку ґрунту.

Вирішення цього важливого для сільськогосподарського виробництва завдання здійснюється в країні шляхом модернізації і підвищення технічного рівня наявних моделей тракторів, зокрема, за рахунок залучення елементної бази іноземних фірм, кооперування з виробниками тракторів Росії та Білорусії, інших західних країн, створення нових моделей тракторів і ґрунтообробних широкозахватних машин і знарядь, в тому числі тракторів на гумово-металевих рушіях.

На міжнародних виставках останніх років ВАТ "Харківський тракторний завод" демонстрував гаму модернізованих та перспективних моделей тракторів: серії 170, потужністю 175-180 к.с., серії 160, потужністю 120-160 к.с., серії 180, потужністю 180 к.с., трактори малої потужності серії 50 та серії 30 (потужність відповідно 50 та 30 к.с.), малогабаритні трактори з потужністю двигуна 11-16 к.с. З огляду на представлені моделі тракторів, можна констатувати, що колектив ВАТ "ХТЗ" в співдружності з вченими, незважаючи на фінансові труднощі, за роки незалежності держави, розробляє і впроваджує в сільськогосподарське виробництво модернізовані і нові моделі тракторів, які відповідають потребам внутрішнього ринку і міжнародним вимогам.

На нашу думку на найближчу перспективу по мобільній енергетиці необхідно вирішувати такі першочергові завдання:

- здійснити заходи, щодо вдосконалення існуючих тракторів, з метою підвищення їх надійності і універсальності;
- прискорити модернізацію енергетичних установок, трансмісій, ходових систем, електрообладнання та гідравлічних систем на базі нової елементної бази;
- розробити і впровадити в сільськогосподарське виробництво колісні і гусеничні трактори класу 5;
- розробити і впровадити у виробництво універсальні мобільні енергетичні засоби, на основі застосування нових компоновальних схем.

Науковим установам УААН, кафедрам аграрних університетів спільно із конструкторськими організаціями і промисловими підприємствами необхідно вести роботу по науковому забезпеченню вказаних напрямів розвитку мобільної енергетики.

Як і раніше, складні завдання стоять перед вченими щодо видачі рекомендацій по обробітку ґрунту, адже основне завдання по збереженню вологи в ґрунті вимагає застосування відповідних дій і заходів. Реальні перспективи високої якості підготовки ґрунту при мінімально можливих диференційованих, відповідно до умов роботи, будуть мати ґрунтообробні знаряддя нового покоління. Акцентувати увагу при вирішенні завдань з механізації обробітку ґрунту в Україні на якомусь одному типі ґрунтообробних знарядь, полицевому чи безполицевому, є помилковим і безперспективним. Для підготовки подібних рекомендацій науковцям інженерного профілю слід працювати в тісному контакті з галузевими інститутами та відповідними кафедрами вузів (Національний науковий центр "Інститут землеробства" УААН, Інститут зернового господарства УААН та ін.).

Слід обґрунтувати економічні умови для доступності споживачу придбання широкозахватної ґрунтообробної, посівної техніки та технічних засобів для внесення добрив і захисту рослин. Це комбіновані машини типу "Європак" та "Компактор", широкозахватні дискові борони типу БДТ -6, БДТ -8,5, плуги та чизельні знаряддя,



машини для внесення органічних та мінеральних добрив (МТО -6, МТО -12, МВД -5, МВД - 9 та ін.). Названі технічні засоби створені в останні роки і їх виробництво налагоджене на промислових підприємствах України. Однак ця техніка для споживача нині в більшості випадків є ще недоступною за ціною.

Досвід провідних країн світу показує, що традиційні методи інтенсифікації землеробства в значній мірі вже вичерпали свій ресурс. До того ж така інтенсифікація веде до накопичення проблем, основними з яких є: зменшення ефективності вкладеної в рослинництво одиниці енергії; перевищення енергетичного порогу руйнування ґрунтів і зменшення його родючості; неефективне використання ресурсів (добрив, насіння, ядохімікатів тощо); збільшення ерозії ґрунту та негативний вплив на екологію.

Зараз ведеться інтенсивний пошук нових систем ведення землеробства.

До найбільш перспективних систем ведення землеробства, відноситься система точного землеробства (СТЗ), що передбачає диференційований, локальнодозований обробіток ґрунту і рослин на характерних ділянках поля з урахуванням їх фізичних, хімічних і біологічних характеристик. Для здійснення такого обробітку ґрунту і рослин передбачається створення системи навігаційних, інформаційних і технічних засобів, здатних по ходу руху машинно-тракторного агрегату реагувати на зміни характеристик окремих ділянок поля і відповідно автоматично змінювати режими виконання технологічних операцій. В Україні питаннями точного землеробства і створенням технічних засобів для нього почали займатися не так давно. В рамках Міжвідомчої науково-технічної програми "Розробити та впровадити систему точного землеробства для умов України" успішно працюють ННЦ "ІМЕСГ УААН", НАУ, УкрНДІ прогнозування та випробування техніки і технологій для сільського господарства ім. Л.Погорілого, НДУ "Квант-навігація", НВО "Хартрон", ВО "Орізон" (м. Сміла), та ін.

Слід зазначити, що цілісна система технічних, інформаційних і навігаційних засобів для реалізації СТЗ знаходиться поки що в стадії опрацювання, але окремі складові цієї системи вже розроблені і можуть бути безпосередньо використані вже сьогодні.

Для вирішення проблеми по забезпеченню сільськогосподарського виробництва зернозбиральною технікою, варто відзначити, що вітчизняні комбайни "Славутич" (КЗС-9-1) і "Лан" поставлені на серійне виробництво; на Південному машинобудівному заводі (м. Дніпропетровськ) створене спільне виробництво з Ростовським комбайновим заводом по виготовленню комбайнів "Дон-1500 Б", а завод ім. Малишева (м. Харків) виготовляє зернозбиральні комбайни пропускною здатністю 7 кг/с.

Завдання, які слід вирішувати в науковому плані по вдосконаленню існуючих і розробці нових технологій та засобів механізації для збирання зернових культур, такі: підвищення надійності зернозбиральної техніки, в першу чергу комбайнів; прискорення досліджень, які спрямовані на створення універсальної молотарки; очісуючої приставки; модернізації окремих агрегатів; відпрацювання механізованих технологій збирання незернової частини врожаю; зменшення ущільненості ґрунту та енергоємності процесу обмолоту; відпрацювання нових конструктивно-технологічних схем перспективної зернозбиральної техніки.

Не можна обійти увагою вирішення завдань для збільшення виробництва в Україні продукції луб'яних культур (льон, конопля), посіви яких в останні роки різко зменшились.

Однією з причин різкого зменшення посівів льону в Україні є незадовільне технічне забезпечення його збирання. Існують три способи збирання льону-довгунця: сноповий, комбайновий і роздільний. Сноповий спосіб потребує багато ручної праці і використовується рідко. При комбайновому способі затрати ручної праці скорочуються в кілька разів за рахунок поєднання в льонокомбайні операції брання стебел льону, очосу коробочок насіння льону і розстилання стебел льону в стрічки.

Недолік комбайнового способу полягає в тому, що головки льону з частиною

стебел, так званий льоноворох, через підвищену вологість підлягає сушінню на спеціальних сушарках. Щоб висушити, довести до кондиції одну тону насіння льону необхідно витратити біля 190 кг рідкого пального і 230 кВт-годин електроенергії, що значно підвищує собівартість зібраного насіння.

При роздільному збиранні після льонобралки чи льонокомбайну стебла льону без очосу коробочок з насінням залишаються на полі у стрічках на 5-7 днів протягом яких іде дозрівання і підсушування насіння льону у коробочках. Після цього спеціальним підбирачем-обчісувачем стрічки льону піднімаються, очіскуються коробочки з насінням, а стебла льону перевертаються на 180° для рівномірного вилежування і розстеляються на полі, а льоноворох поступає на подальшу переробку на стаціонарні пункти обмолоту без підсушки. Оскільки льонобралка ТЛН-1,5 задовольняє господарства своїми технологічними показниками актуальним залишається питання щодо створення і виробництва надійної машини для підбирання та обмолоту льону із стрічок.

Аналогічне завдання необхідно вирішувати для збирання конопель.

Що стосується збирання цукрових буряків, то в найближчі роки необхідно розробити сімейство уніфікованих блочно-модульних бурякозбиральних машин в дво – трьох – та шестирядному варіанті зі змінними робочими органами, які найбільш повно відповідатимуть розмірам посівних площ в господарствах, зональним особливостям вирощування цукрових буряків.

В конструкціях бурякозбиральних машин знайдуть застосування активні робочі органи для обрізання гички з наступним доочищенням головок коренеплодів, викопуючі робочі органи дискового, роторного і вібраційного типів, ефективні системи очищення коренеплодів від домішок з застосуванням шнеків, пристосувань автоматичного водіння агрегатів по рядках буряків, системи електронного контролю за виконанням технологічного процесу.

З подальшим розвитком енергетичних засобів великої потужності основною тенденцією стане перехід від самохідних машин до причіпних і навісних, що дасть можливість ефективно їх використовувати протягом року і зменшити експлуатаційні затрати на збирання врожаю.

В залежності від зональних особливостей, розмірів посівних площ, ґрунтово-кліматичних умов будуть застосовуватись різні технологічні схеми збирання і відповідні їм бурякозбиральні машини. Широке застосування знайдуть комплекси для роздільного збирання гички і коренеплодів, трифазної технології з проміжним укладанням коренеплодів в повздовжні валки і наступним їх підбором, а також бурякозбиральні комбайни, які виконують всі операції технологічного процесу за один прохід. Разом з тим можна стверджувати, що для одночасного виконання всіх операцій при збиранні цукрових буряків за один прохід необхідні машини, які обладнані бункерами (насамперед бункерами великого об'єму).

Невідкладним завданням сьогодення є найактуальніша проблема підтримання існуючої сільськогосподарської техніки в працездатному стані.

Старіння техніки, порушення правил її експлуатації і періодичності технічного обслуговування призвели до того, що витрати на підтримання сільськогосподарської техніки в працездатному стані вже майже в 3 рази перевищує її балансову вартість.

Для забезпечення якісного обслуговування і ремонту сільськогосподарської техніки, зменшення наднормативних її простоїв через несправність необхідно:

- організувати ремонт складних вузлів і агрегатів, в першу чергу двигунів, паливної і гідравлічної апаратури переважно на спеціалізованих ремонтних підприємствах;

- на базі спеціалізованих ремонтних майстерень створити мережу фірмових технічних центрів, які будуть надавати широкий спектр послуг. Впровадження фірмового технічного сервісу підвищить довіру сільськогосподарських товаровиробників до вітчизняної техніки і в цілому забезпечить підвищення її якості й

надійності;

- на базі районних підрозділів "Украгроссервісу" та господарств з відповідною базою створити обслуговуючі кооперативи, в функції яких входить проведення діагностування, технічного обслуговування і ремонту найрізноманітнішої сільськогосподарської техніки;

- на промислових підприємствах, які виготовляють відповідну сільськогосподарську техніку, слід організувати відновлення і модернізацію зношеної техніки, складних її вузлів та агрегатів.

Сьогодні особливого значення набуває відпрацювання методів раціонального використання сільськогосподарської техніки, особливо складної і дорогої (вітчизняної та імпортової).

Основні напрями вирішення завдань, щодо раціонального використання сільськогосподарської техніки наступні:

- завершення створення машинно-технологічних станцій та прокатних пунктів на державній, кооперативній або приватній основі для виконання, в першу чергу, енергомістких та спеціальних робіт;

- вдосконалення економічних взаємовідносин машинно-технологічних станцій з товаровиробниками;

- формування машинно-тракторного парку господарств відповідно до вимог технологій виробництва продукції рослинництва і тваринництва;

- відпрацювання методів раціонального формування машинно-тракторних агрегатів.

Одним із пріоритетних завдань, які слід вирішувати в сільськогосподарському виробництві країни, є ефективне використання енергоресурсів.

Вчені Української академії аграрних наук, Міністерства аграрної політики України та навчальних закладів працюють в цьому напрямі. Так, розроблена наукова концепція збереження енергоресурсів у сільськогосподарському виробництві, ведуться дослідження щодо використання біомаси різних культур і органічних решток, як джерел енергії для мобільної сільськогосподарської техніки і використання в побуті (ріпак, цукрове сорго, гній, солом, обрізки плодових дерев і ін.).

Однак, треба зазначити, що інтенсивність досліджень по даній проблемі вже не відповідає вимогам сьогодення. Чисельні розробки і пропозиції багатьох науково-дослідних і навчальних закладів фактично копіюють одна одну, особливо це стосується досліджень і пропозицій по альтернативному пальному для двигунів ("біодизель"), використання біогазу для технологічних і побутових потреб. У світі ці питання вже дуже ретельно відпрацьовані, разом з цим, у нас кожна установа вимагає кошти, а потім пропанує власні напрацювання, вважаючи їх нібито найкращими. Немає поки ще у нас також реальних результатів фундаментальних наукових досліджень щодо використання рослинних решток для побутових цілей у сільській місцевості, виробництва і ефективного використання генераторного газу та ін.

Необхідно підкреслити, що агропромисловий сектор народного господарства України – це та його частина, в якій можливі найбільш суттєві успіхи саме в енергозбереженні.

А тому, основні напрями економії ресурсів і зменшення енергоємності виробництва сільськогосподарської продукції, на нашу думку, такі [5]:

- оптимізація розміщення сільськогосподарських культур на полях сівозмін і виробничої бази для переробки сільськогосподарської продукції;

- оптимізація структури посівних площ з розширенням малоенергоємних і обмеженням площ високоенергоємних культур, виключення з технології малоефективних і заміни енергоємних операцій менш енергоємними;

- оптимізація способів утримання тварин на фермах різного типу в напрямі

ощадного використання ресурсів і енергії;

- виробництво енергоощадної техніки (підвищення ККД двигунів, автоматизація процесів і установок тощо);

- використання нетрадиційних джерел енергії в сільськогосподарському виробництві (енергія сонця, вітру, біогаз, генераторний газ, викидне тепло тваринницьких приміщень, біопальне для двигунів тощо);

- оптимізація системи енергозабезпечення сільськогосподарського виробництва (складання оптимального балансу енергозабезпечення для господарств, районів, областей і зон з урахуванням багатоукладних форм ведення сільського господарства).

Основними напрямками підвищення ефективності виробництва продукції тваринництва, які сьогодні, в основному, визначаються енергоємністю процесів, треба вважати:

- розроблення і використання енергоощадних систем кормозабезпечення тварин на основі створення культурних пасовищ і раціональних технологічних рішень заготівлі та приготування кормів, які забезпечують максимальне використання генетичного потенціалу тварин;

- впровадження у виробництво програмних методів стратегічного й оперативного керування виробництвом, визначаючих раціональну структуру виробництва тваринницької продукції і оптимізацію параметрів технологічних процесів перш за все годівлі та утримання тварин;

- створення і використання в технологічному циклі малоенергоємних засобів для виробництва і переробки продукції тваринництва;

- залучення у виробництво таких виробників енергії, які використовують відходи рослинництва, відновлюваних джерел енергії, що дозволяють економити дефіцитні види палива і знизити екологічне навантаження на навколишнє середовище;

- створення децентралізованих систем теплозабезпечення тваринницьких об'єктів з акумуляцією тепла і теплоутилізацією в системах мікроклімату;

- використання установок для переробки гною на органічні добрива і біогаз;

Поряд з вищеназваними напрямками, які повинні підвищити ефективність всієї сільськогосподарської галузі, треба відмітити вагому значимість організаційно-технологічних заходів, які забезпечують мінімальні втрати продукту аграрного виробництва при русі його по усіх етапах життєвого циклу.

Це можливо здійснити при функціонуванні у виробництві системи якості, яка базується на принципах Міжнародної системи якості ISO-9000. Ця система дозволить попереджати виникаючі негативні явища, а не усувати їх при виникненні, що є основним фактором підвищення ефективності виробництва сільськогосподарської продукції.

Таким чином, підсумовуючи вище сказане, першочерговими негайними заходами, на нашу думку, які треба здійснити у даній галузі сільського господарства – наступні. По-перше, в освітянському просторі при підготовці бакалаврів повністю відновити викладання фундаментальних дисциплін на 1-2 курсах інженерних факультетів аграрних університетів в обсягах, які були 10-15 років тому. Забезпечити ґрунтовне практичне навчання студентів інженерних факультетів в учгоспах і господарствах, які належать саме аграрним університетам. Забезпечити, за рахунок державної підтримки, ці господарства найсучаснішими зразками сільськогосподарської техніки, для її ґрунтового вивчення майбутніми інженерами під час виконання технологічних процесів. Підготовку інженерів конструкторів сільськогосподарської техніки проводити за обсягами навчання не нижчими, ніж ті, які були у колишніх політехнічних інститутах на відповідних факультетах. Забезпечити умови (перш за все матеріально-фінансові), за якими значна частина випускників інженерних факультетів

аграрних університетів залучалась безпосередньо у сферу матеріального виробництва.

Захист кандидатів та докторів наук повинна здійснюватись у 3-4 наукових і освітніх закладах, які мають відділи і кафедри відповідного профілю, власні наукові школи тощо. Обов'язковий попередній розгляд усіх дисертаційних робіт (кандидатських та докторських) здійснювати на науковому семінарі ННЦ "ІМЕСГ" УААН, де по різних напрямках будуть створені відповідні групи провідних вчених (з науково-дослідних і навчальних установ і різних міст країни), які дійсно збагатили агро-інженерну науку справжніми науковими дослідженнями. Відмова від існування ВАКУ України, за умов коли всю відповідальність за якість підготовки докторів і кандидатів наук буде покладено на новостворені спеціалізовані вчені ради за відповідними напрямками галузі. Розробити зразки дипломів кандидатів та докторів наук, які повинні підписуватись 4-5 членами спеціалізованої захисної ради, які особисто вважають і, таким чином, усі разом офіційно підтверджують достатній рівень наукових досліджень здобувача.

Наукова діяльність інженерно-аграрної галузі науки повинна отримувати державну (фінансову) підтримку в разі проведення фундаментальних наукових досліджень, з обов'язковим залученням до виконання науково-технічних проєктів провідних вчених НДІ, аграрних (і інших) університетів, КБ заводів сільськогосподарського машинобудування. Заздалегідь передбачати обставини, за якими нові проєкти, які отримуватимуть державне фінансування, будуть належним чином використані у власній машинобудівній галузі. Зараз, як ніколи, необхідна ґрунтовна розробка пріоритетних державних інвестиційних проєктів по створенню механізованих конкурентноспроможних технологій і комплексів машин для сучасного сільськогосподарського виробництва, тобто для сфери, яка визнана зараз загальнодержавним пріоритетом.

Таким чином, ці та деякі інші невідкладні заходи щодо освітнянського, наукового і виробничого опрацювання та негайного впровадження отриманих результатів у виробництво, дадуть можливість суттєво покращити становище цієї найважливішої галузі сільського господарства України.

## Список літератури

1. Правда, № 110, 19.04.1968 г.
2. Гуков Я.С., Грицишин М.І., Погорілий Л.В. та ін. Концепція розроблення системи машин для виробництва сільськогосподарської продукції. – Вісник аграрної науки, 2002, №9. – С.48-50.
3. Анилович В.Я. Мой путь в отраслевую инженерную науку (воспоминания и размышления). – Харьков: ХГТУСХ, 1996. – 118 с.
4. Решение XX Всесоюзной конференции по современным проблемам земледельческой механики. – М.: ГОСНИТИ, 1979. – 16 с.
5. Лінник М.К., Войтюк Д.Г., Булгаков В.М., Гуков Я.С. Пріоритетні напрями наукових досліджень з механізації сільського господарства. – Збірник наукових праць НАУ "Механізація сільськогосподарського виробництва", т. X, 2001. – С. 8–14.

*В.Булгаков, В.Дубровін, М.Черновол*

### **Состояние и перспективы развития механизации сельского хозяйства**

Проведен анализ современного состояния и перспектив развития механизации сельского хозяйства, предложены некоторые неотложные меры: учебные, научные, которые, при условии государственной поддержки, дадут возможность существенно улучшить положение этой отрасли.

*V. Bulgakov, V. Dubrovin, M. Chernovol*

### **Status and prospects of agricultural mechanization**

The analysis of the current state and prospects of agricultural mechanization, offered some immediate steps: training, research, which provided state support, will provide an opportunity to significantly improve the situation of the industry.

УДК 631.331

**А.І. Бойко, проф., д-р техн. наук***Національний університет біоресурсів і природокористування України***М.О. Свірень, проф., канд. техн. наук, І.О. Лісовий, інж.***Кіровоградський національний технічний університет*

## Дослідження енергетичних показників і встановлення раціональних параметрів зубчатого робочого органу сошника прямого посіву

В статті розглянута взаємодія зуба з ґрунтом, встановлена залежність впливу кута установки зуба на енергетичні показники руйнування ґрунту при різних рівнях заглиблення і радіусах обертання зуба.

**прямий посів, сошник, рослинні рештки, робота, потужність, зубчастий диск-очисник**

Реалізація технології прямого посіву передбачає необхідність попереднього прокладення перед посівом по полю смуги для подальшого проходження сошника. В якості такого робочого органу запропоновано зубчастий диск-очисник [1, 2]. Ефективності його роботи багато в чому залежить від геометричних і кінематичних параметрів взаємодії з необробленим ґрунтом.

Метою даної роботи є експериментальне дослідження впливу кута установки зуба, глибини його заглиблення і радіуса розташування на енергетичні показники виконання технологічного процесу.

Дослідження проводились у ґрунтовому каналі на спеціально розробленій лабораторній установці (рис. 1).

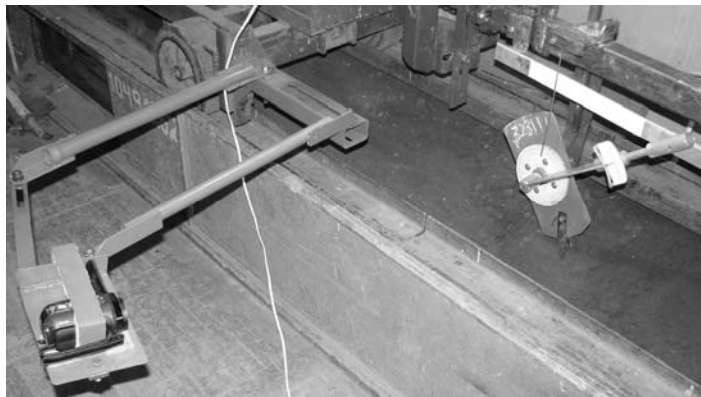
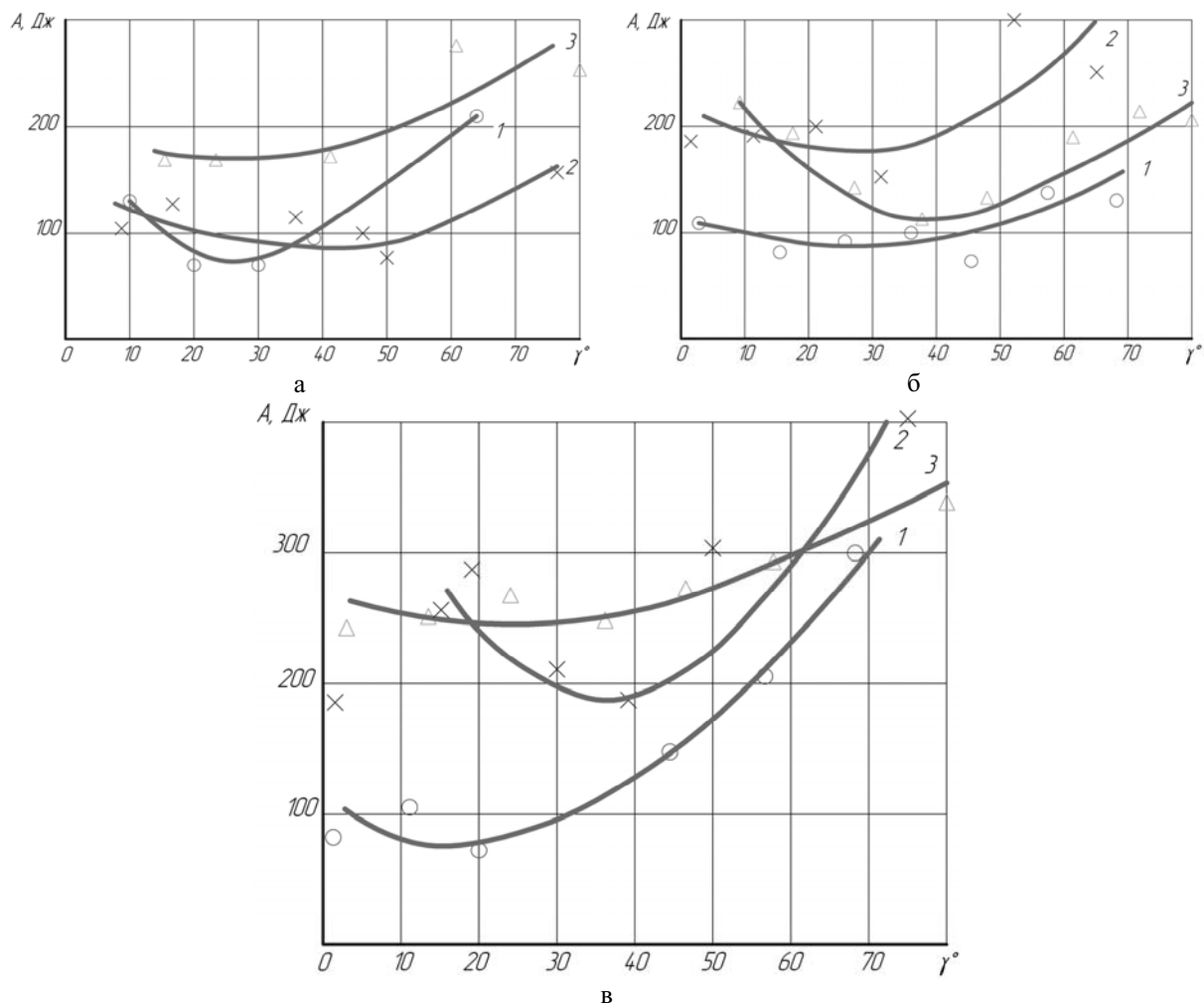


Рисунок 1 – Загальний вигляд лабораторної установки для проведення досліджень зубчатого робочого органу

Дослідженням встановлено вплив кута установки зуба  $\gamma$  на величину роботи, яка виконується при руйнуванні моноліту ґрунту і прокладанні в ньому смуги. Отримані графічні залежності представлені на (рис. 2). Як видно з графіків, залежності носять нелінійний характер і для усіх досліджених рівнів заглиблень мають екстремум-мінімум. Найменші значення витрачаємої зубом роботи на руйнування ґрунту знаходиться при кутах установки зуба в межах  $25^\circ \dots 45^\circ$ . При менших величинах кута установки  $\gamma$  величина роботи збільшується. Особливо це проявляється для заглиблення

$h_1 = 35$  мм. При кутах установки більших за оптимальні величина роботи також збільшується, але дещо повільніше. Суттєвий приріст витраченої роботи спостерігається на глибині в 65 мм. Це відповідає фізичній сутності виконуемого процесу взаємодії робочого органу з ґрунтом більшого об'єму.



а)  $R=R_1=170$  мм; б)  $R=R_2=195$  мм; в)  $R=R_3=220$  мм;  
 1- $h_1=35$  мм;  
 2- $h_2=50$  мм;  
 3- $h_3=65$  мм

Рисунок 2 - Вплив кута установки зуба ( $\gamma$ ) диска-очисника на величину роботи ( $A$ ) по руйнуванню ґрунту при різних рівнях заглиблення

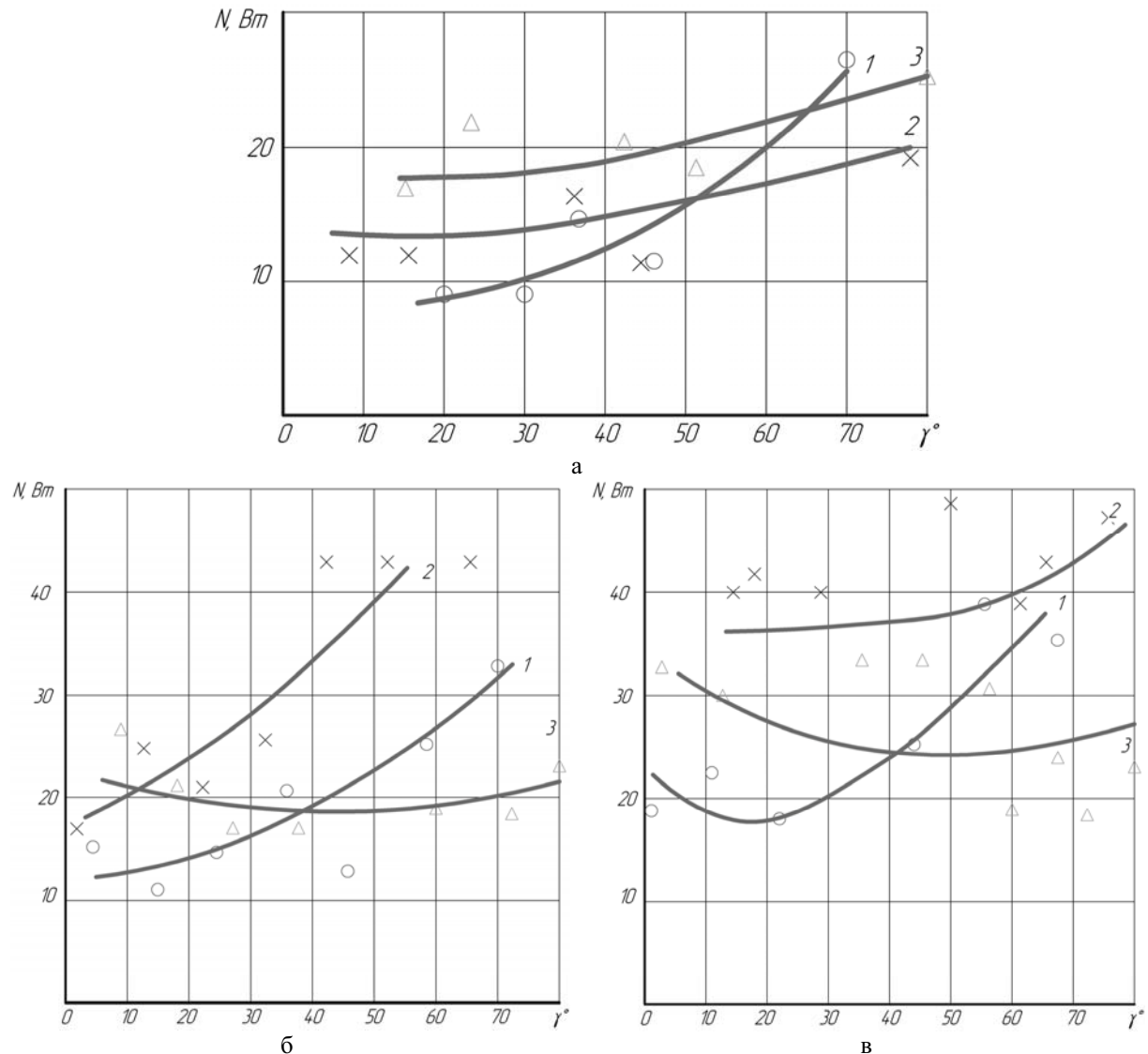
Важливою енергетичною характеристикою роботи зубчастого диску-очисника є потужність, яка ним витрачається на прокладання смуги.

Враховуючи, що час взаємодії зуба з ґрунтом залежить від довжини дуги проходження в ґрунті, а значить від кута входження і до кута виходу з ґрунту, потужність в деякій мірі може вступати, як відносна величина, яка краще характеризує досконалість конструктивного рішення робочого органу. По результатам відеозйомки визначені періоди проходження зуба в ґрунті у всіх режимах випробувань. Це дало змогу розрахувати усереднені значення потужності, як відношення величини роботи до часу взаємодії зуба з ґрунтом. По отриманим даним побудовані відповідні залежності, що представлені на (рис. 3).

З залежностей видно, що для всіх значень глибини  $h$  зі збільшенням кута установки зуба потужність зростає. Причому інтенсивніше зростання відбувається для

невеликої глибини проникнення зуба у ґрунт  $h_1 = 35\text{мм}$ . При заглибленні на більші глибини вплив кута установки на потужність суттєво зменшуються.

Таким чином можна вважати, що при радіусі дискового зубчатого робочого органу  $R=R_1=170\text{мм}$  раціональні значення кута установки знаходяться в інтервалі  $25^\circ \dots 45^\circ$ .



а) ( $R=R_1=170\text{мм}$ ); б) ( $R=R_2=195\text{мм}$ ); в) ( $R=R_3=220\text{мм}$ )

1- $h_1=35\text{мм}$ ;

2- $h_2=50\text{мм}$ ;

3- $h_3=65\text{мм}$

Рисунок 3 - Зміна потужності  $N$  в залежності від кута установки зуба  $\gamma$  при різних рівнях заглиблення

На (рис. 2, б) показані графіки впливу кута установки  $\gamma$  на величину роботи, що виконується зубом розташованим на радіусі  $R=R_2=195\text{мм}$  від центра свого обертання.

Характер кривих порівняно з попереднім дослідженням  $R=R_1=170\text{мм}$  не змінився, що підкреслює узагальненість отриманих результатів. Для всіх рівнів заглиблень криві мають мінімум. Зона оптимальних (мінімальних) значень кута установки зуба практично мало змінилися, але дещо звужились до інтервалу  $25^\circ \dots 42^\circ$ .

Для двох досліджених глибин потужність зі збільшенням кута установки поступово зростає і тільки для глибини  $h_3=65\text{мм}$  вона має мінімум в районі  $\gamma = 50^\circ$ .



Подальше вивчення впливу збільшення діаметра зубчатого диска на енергетичні показники його роботи проведено при розташуванні робочого зуба на радіусі обертання  $R=R_3=220\text{мм}$ . Величини досліджених радіусів обертання вибрані виходячи з доцільності конструктивного вирішення робочого органу, а вивчення їх впливу необхідне для енергетичної оцінки його роботи. Дані отриманих результатів досліджень представлені на (рис. 2, в).

Збільшення радіуса обертання кривки зуба до  $R=R_3=220\text{мм}$  не привело до суттєвих принципівих змін в характеру розподілу величини роботи. Як видно з отриманих залежностей (рис. 2, в) вони, як і в попередніх випадках носять екстремальний характер з мінімумами для кожного заглиблення зуба. В цілому мінімуми робіт знаходяться в інтервалі значень кутів установки зуба, що знаходиться в межах  $18^\circ \dots 38^\circ$ .

Результат досліджень зміни потужності на зубі при руйнуванні ґрунту в залежності від кута його установки представлені на рис. 3, в).

На малій глибині занурення зуба потужність спочатку спадає досягаючи мінімуму при куті встановлення  $\gamma \approx 20^\circ$ , а потім достатньо швидко починає збільшуватись. Подібний характер зміни потужності спостерігається і при збільшенні глибини до  $h_2=50\text{мм}$ , але екстремум значення кута установки стає не виразним, а краї кривої більш пологі. Дещо відрізняються від попередніх крива отримана на самій великій глибині  $h_3=65\text{мм}$ . Вона має достатньо широку зону значень кута встановлення зуба при якій спостерігається мінімум потужності на виконання процесу підкопування ґрунту.

Проведенні дослідження зі всією очевидністю показують, що кут установки зуба на робочому органі для прокладання первинної смуги в необробленому ґрунті суттєво впливає як технологію виконання роботи, так і на енергетичні параметри цього процесу. Згідно з результатами отриманих експериментів раціональні значення кута установки з урахуванням різних глибин нарізання смуги знаходяться в межах  $25^\circ \dots 45^\circ$ .

Отримані експериментальні значення дещо відрізняються від теоретичних підрахованих по формулам (18) або (20) [3] на верхній межі експериментальних значень кута установки зуба похибка не перевищує 10%. Це допустима розбіжність, що може бути обумовлена погрішністю експерименту і труднощами врахування фізико-механічних властивостей ґрунту, які, безумовно, впливають на розподілення вертикальної і горизонтальної складових швидкості переміщення зуба в ґрунті.

В цілому слід вважати, що експериментальні данні підтвердили теоретичні передумови визначення кута установки і виявили його вплив на енергетичні показники робочого органу.

Доцільним слід вважати окреме виявлення впливу радіуса обертання зуба (діаметра робочого органу) на величину роботи, що їм витрачається на руйнування ґрунту при прокладанні смуги. Виділяючи з отриманих залежностей (рис. 2; а, б, в) побудовано ряд графіків, що характеризують вплив радіуса на енергетичні показники роботи зуба (рис. 4).

Аналіз залежності показує, що для всього інтервалу вибраних значень радіусів раціональна величина кута встановлення зуба знаходиться в межах  $17^\circ \dots 38^\circ$ . Причому найменше абсолютне значення роботи, що витрачається зубом на руйнування ґрунту відповідає радіусу  $R=R_2=195\text{мм}$ . Більш того, при цьому значенні радіусу вплив кута установки на роботу, що виконується, менш інтенсивний, а зона раціональних значень кута найбільш широка. Це відкриває можливість реалізації конструктивних рішень прорізних робочих органів сівалок прямого посіву в більш ширшому діапазоні творчих можливостей розробників.

Важливим для подальшого раціонального вирішення конструкції прорізного робочого органу є уточнення і підтвердження доцільних їх основних параметрів, таких

як діаметр диска-очисника (радіус обертання зуба) і глибина ходу для отримання прорізної смуги.

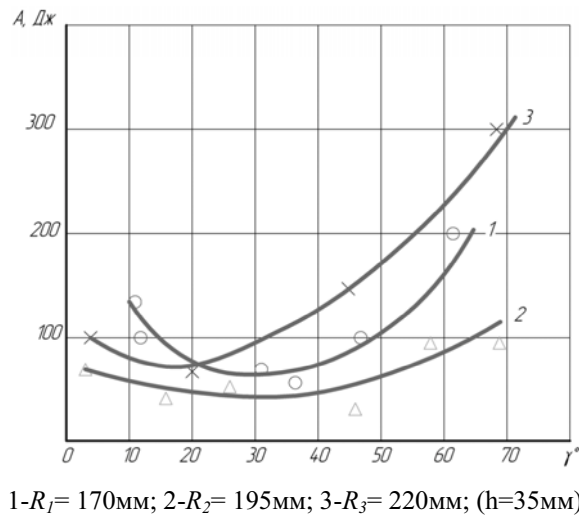


Рисунок 4- Вплив кута установки зуба ( $\gamma$ ) диска-очисника на величину виконаної роботи ( $A$ ) по руйнуванню ґрунту при різних радіусах обертання зуба

Науковий і практичний інтерес для побудови зубчатих робочих органів представляють також дослідження впливу глибини прокладання смуги на виконану роботу при різних діаметрах диску (радіусу обертання зуба). Такі залежності представлені на (рис. 5).

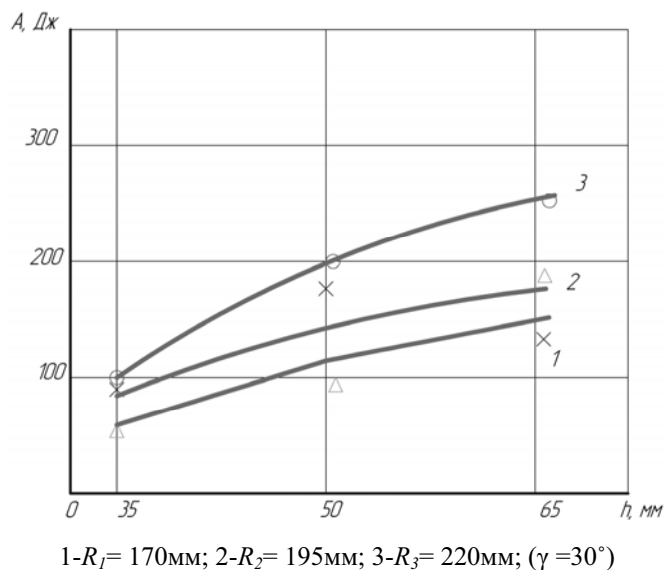


Рисунок 5 - Залежність роботи, що витрачається на прокладання смуги зубом від її глибини при радіусах обертання зуба

Для всіх радіусів обертання зуба характерним є збільшення величини роботи при підвищенні глибини прорізання смуги. Результат відповідає фізичній сутності виконуємого процесу. Залежності розташовані достатньо щільною групою, але найменші значення роботи, що витрачається, відповідають і найменшому радіусу робочого органу. Пояснюється це тим, що зуб розташований на меншому радіусі обертання проходить і менший шлях у ґрунті при його рихленні. Зі збільшенням глибини прорізання робота зуба відповідно збільшується (рис. 6). Її величина зростає з підвищення радіуса, але не настільки як це при збільшенні глибини прорізання смуги.

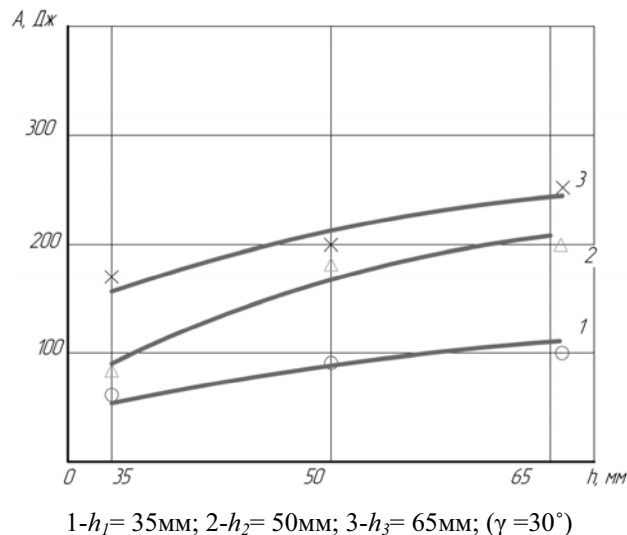


Рисунок 6 - Залежність роботи, що витрачається на прокладання смуги від радіуса обертання зуба при глибинах

Таким чином проведеним дослідженням встановлено:

1. Запропоноване конструктивне рішення прорізного робочого органу у вигляді диска з закріпленими зубами ефективно працює по прокладанню прорізної смуги в необробленому ґрунті.

2. Рациональні значення кута установки зуба знаходиться в межах  $25^\circ \dots 42^\circ$  при яких забезпечується мінімальні енерговитрати на виконання прокладання суги.

3. Енергетичні витрати суттєво збільшуються зі збільшенням глибини руху робочого органу у ґрунті.

## Список літератури

1. Сошник: Пат. № 17214 U Україна, A01C7/00 / Сисолін П.В., Свірень М.О., Лісовий І.О. Сисоліна І.П. (Україна); КДТУ; Заявл. 24.03.2006; Вийшла з друку 15.09.2006, Бюл. № 9.
2. Бойко А.І. Функціонування сошника прямого посіву як відкритої технічної системи / А.І. Бойко, І.О. Лісовий, В.В. Тасенко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка „Механізація сільськогосподарського виробництва”. – Харків, 2008. – Вип. 75. – Т. 1. – С. 256-258.
3. Лісовий І.О. Аналіз кінематики руху і обґрунтування конструктивних параметрів зубчастого диска-очисника для прямого посіву / І.О. Лісовий // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. „Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин”. – КНТУ, 2008. – Вип. 38. – С. 191-198.

*А. Бойко, Н. Свирень, І. Лисовой*

**Исследование энергетических показателей и установления рациональных параметров зубчатого рабочего органа сошника прямого посева**

В статье рассмотрено взаимодействие зуба с почвой, установлена зависимость влияния угла установки зуба на энергетические показатели разрушения почвы при разных уровнях углубления и радиусах вращения зуба.

*A. Bojko, N. Sviren, I. Lisovij*

**The study of energy performance and establishing rational parameters gear working body Shovel direct seeding**

The article discloses interaction of a tooth with soil. The dependence of the influence of the corner of a tooth on energy indicators of soil destruction in different levels of deepening and the radius of tooth rotation has been established.

Одержано 27.09.11

УДК 631.356.2

**І.В. Головач, д-р техн. наук, О.М. Черниш, канд. техн. наук, М.Г. Березовий, канд. техн. наук***Національний університет біоресурсів і природокористування України***В.І. Солтисюк, канд. техн. наук***Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України “Бережанський агротехнічний інститут”*

## Застосування рівнянь Ейлера при дослідженні вібраційного викопування коренеплодів

Побудована нова математична модель вібраційного викопування коренеплоду. На підставі застосувань рівнянь Ейлера отримана система диференціальних рівнянь, яка дозволяє аналітично досліджувати вказаний технологічний процес.

**вібраційне викопування, коренеплод, рівняння Ейлера, пружне середовище**

**Вступ.** Дослідження нових технологічних процесів та розробка вдосконалених робочих органів для викопування коренеплодів з ґрунту є актуальною задачею галузі буряківництва, оскільки саме збирання коренеплодів є однією з найбільш трудомістких та енергомістких його операцій. Застосування при викопуванні коренеплодів з ґрунту вібраційних зусиль обумовлює найменші затрати енергії на руйнування ґрунту, що оточує коренеплоди, і сприяє меншим їх втратам та пошкодженню при збиранні. Тому саме цей технологічний процес потребує докладного аналітичного дослідження та подальшої розробки і впровадження вдосконалених вібраційних викопуючих робочих органів.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Фундаментальним аналітичним дослідженням процесу вібраційного викопування коренеплодів цукрових буряків слід вважати роботу [1], проте моделі вібраційного вилучення коренеплоду з ґрунту тут нажалі не було наведено.

Подальші аналітичні дослідження коливань тіла коренеплоду, закріпленого у ґрунті, було опубліковано у праці [2]. Однак, безпосередньо процес вилучення цукрових буряків з ґрунту, як вказано в цій роботі, досліджується за додатково складеними рівняннями кінестатики, які дозволили знайти умови повного його вилучення з ґрунту.

В роботі [3] побудовано функціонал Остроградського – Гамільтона, що описує вільні поперечні коливання тіла коренеплоду, закріпленого нижнім кінцем у ґрунті, в разі, коли збурювальні сили прикладені до нього у поперечно-горизонтальній площині.

У ґрунтовній аналітичній праці [4] прийняті основні положення і допущення, що наведені у попередніх роботах [2, 3]. Однак, моделі вібраційного викопування коренеплоду цукрового буряку з ґрунту тут також не наведено.

Подальші розробки теорії вібраційного викопування коренеплодів при наданні їм збурювальних зусиль саме у повздовжньо-вертикальній площині були представлені у праці [5]. Однак, у подальшому виникає необхідність окремо розглянути динамічну систему коренеплід – викопуючий робочий орган з метою дослідження як процесу коливань коренеплоду у ґрунті так і його безпосереднього вилучення з ґрунту як твердого тіла, що відбувається під дією вібраційного викопуючого робочого органу, що здійснює коливання у повздовжньо-вертикальній площині та внаслідок його поступального руху.

**Мета дослідження.** Побудувати математичну модель безпосереднього вилучення коренеплодів з ґрунту при вібраційному викопуванні.

**Предмет дослідження.** Перейдемо до докладного теоретичного дослідження першого етапу вилучення коренеплоду, коли коренеплід ще міцно зв'язаний з ґрунтом.

У цьому випадку коренеплід при захваті його вібраційним викопуючим робочим органом, почне здійснювати коливальний рух у ґрунті як тверде тіло у пружному середовищі, оскільки на цьому етапі ґрунт, що оточує коренеплід, можна вважати пружним середовищем.

Зв'яжемо з вібраційним викопуючим робочим органом прямокутну декартову систему координат  $O_1x_1y_1z_1$ , центр  $O_1$  якої знаходиться посередині звуженого русла копача, вісь  $O_1x_1$  співпадає з напрямком поступального руху копача, вісь  $O_1z_1$  має напрямок вгору, а вісь  $O_1y_1$  спрямована у правий бік копача (рис. 1). Дані коливання необхідно розглядати відносно даної нерухомої системи координат  $O_1x_1y_1z_1$ . Введемо рухому систему координат  $Oxyz$ , жорстко зв'язану з коренеплодом, початок якої знаходиться в точці закріплення  $O$ , вісь  $Oz$  напрямлена вздовж осі симетрії коренеплоду, осі  $Ox$  і  $Oy$  розташовані у площині, перпендикулярній осі  $Oz$  (див. рис. 1).

Крім того, для опису поворотів коренеплоду відносно точки закріплення  $O$  необхідно ввести ще одну прямокутну декартову систему координат  $O_2x_2y_2z_2$ , як це показано на рис. 1.

Оскільки під час захвату коренеплоду вібраційним викопуючим робочим органом останній рухається поступально у напрямку осі  $O_1x_1$  ( $O_1x_2$ ), то коренеплід відхилиться від вертикального положення (від осі  $Oz_2$ ) на деякий кут  $\psi$  по ходу руху копача. Крім того, в загальному випадку, захват коренеплоду робочим органом може бути несиметричним. Якщо один з лемешів здійснить безпосередній контакт з коренеплодом, а другий – через деякий шар розпушеного ґрунту, то, внаслідок деформації даного шару ґрунту, коренеплід відхилиться від вертикального положення в поперечному напрямку на деякий кут  $\theta$ .

До того ж, внаслідок різниці крутних моментів з боку безпосереднього контакту коренеплоду з одним лемешем та з боку контакту з другим лемешем через деякий шар ґрунту, може здійснюватись поворот коренеплоду на деякий кут  $\phi$  навколо осі  $Oz$ .

Отже, коренеплід здійснює поворот навколо деякої лінії  $OH$  (лінії вузлів) на кут  $\theta$ , поворот навколо осі  $Oz_2$  на кут  $\psi$  та поворот навколо осі  $Oz$  на кут  $\phi$ .

Таким чином, введені кути повороту коренеплоду під час вилучення є кутами Ейлера, причому кут  $\theta$  має назву кута нутації, кут  $\psi$  – кута прецесії, кут  $\phi$  – кута власного обертання (повороту).

Оскільки тіло коренеплоду має конусоподібну форму, то при опусканні робочого органу вниз на коренеплід перестає діяти збурююча сила, а тому коренеплід, внаслідок пружності оточуючого його попереду ґрунту і пружності власного тіла, намагатиметься повернутися у вертикальне положення рівноваги. При наступному захваті вказаний процес повторюється.

Отже коренеплід буде здійснювати коливання навколо лінії вузлів  $OH$ , навколо осі  $Oz_2$  та навколо осі  $Oz$ . Таким чином, коливання коренеплоду на першому етапі вилучення складаються з повздовжніх лінійних коливань точки  $O$  закріплення коренеплоду у ґрунті та кутових коливань коренеплоду відносно точки  $O$ , що описуються зміною кутів Ейлера  $\theta$ ,  $\psi$  і  $\phi$ .

Складемо розрахункову схему взаємодії коренеплоду цукрового буряку з робочими поверхнями вібраційного викопуючого робочого органу на першому етапі

вилучення. Для чого представимо вібраційний викопуючий робочий орган у вигляді двох клинів  $A_1B_1C_1$  і  $A_2B_2C_2$ , кожен з яких у просторі має нахил під кутами  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  і які встановлено таким чином один до одного, що утворюється робоче русло, задня частина якого звужується (рис. 1). Вказані клини здійснюють коливальні рухи в повздовжньо-вертикальній площині. Проекції точок  $B_1$  і  $B_2$  на вісь  $O_1y_1$  позначимо точками  $D_1$  і  $D_2$  відповідно.

Вважаємо, що з поверхнями клинів  $A_1B_1C_1$  і  $A_2B_2C_2$  у відповідних точках взаємодіє коренеплід цукрового буряку, який апроксимується тілом конусоподібної форми, причому в загальному випадку захват коренеплоду робочим органом може бути несиметричним. Це зумовлено тим, що вісь симетрії коренеплоду (вісь  $Oz$ ) може бути дещо зміщеною у бік відносно осі рядка. Вважаємо, що перед початком безпосереднього контакту коренеплоду цукрового буряку з вібраційним викопуючим робочим органом вісь  $Oz$  паралельна осі  $O_1z_1$ .

Припускаємо далі, що робоча поверхня клина  $A_1B_1C_1$  здійснює безпосередній контакт з коренеплодом у точці  $K_1$ , а поверхня  $A_2B_2C_2$  – через деякий шар ґрунту у точці  $K_2$  (рис. 1). Звичайно, в точці  $K_2$  контакт відбувається по деякій площадці ґрунту, що оточує точку  $K_2$ , проте  $K_2$  будемо вважати точкою прикладання сил, що діють з боку лемешів через шар ґрунту на коренеплід. Прямі, проведені через точки  $B_1$  і  $B_2$  перпендикулярно до сторін клинів  $A_1C_1$  і  $A_2C_2$  відповідно, утворюють на перетині з зазначеними сторонами клинів відповідні точки  $M_1$  і  $M_2$ . Таким чином,  $\delta$  – це двогранний кут ( $\angle B_1M_1D_1$ ) між нижньою основою  $A_1D_1C_1$  та робочою поверхнею клина  $A_1B_1C_1$  а також двогранний кут ( $\angle B_2M_2D_2$ ) між нижньою основою  $A_2D_2C_2$  та робочою поверхнею клина  $A_2B_2C_2$ .

Покажемо сили, які виникають внаслідок взаємодії коренеплоду з вібраційним робочим органом.

Нехай від вібраційного робочого органу діє вертикальна збурююча сила  $\bar{Q}_{зб.}$ , яка змінюється за гармонійним законом такого вигляду:

$$Q_{зб.} = H \sin \omega t, \quad (1)$$

де  $H$  – амплітуда збурюючої сили;

$\omega$  – частота збурюючої сили.

Дана сила відіграє основну роль у процесі розпушування ґрунту в зоні робочого русла копача та вилучення коренеплоду. Зазначена збурююча сила  $\bar{Q}_{зб.}$  прикладається до коренеплоду з двох його боків, а тому на схемі вона представлена двома складовими  $\bar{Q}_{зб.1}$  та  $\bar{Q}_{зб.2}$ , які очевидно будуть дорівнювати:

$$Q_{зб.1} = Q_{зб.2} = \frac{1}{2} H \sin \omega t. \quad (2)$$

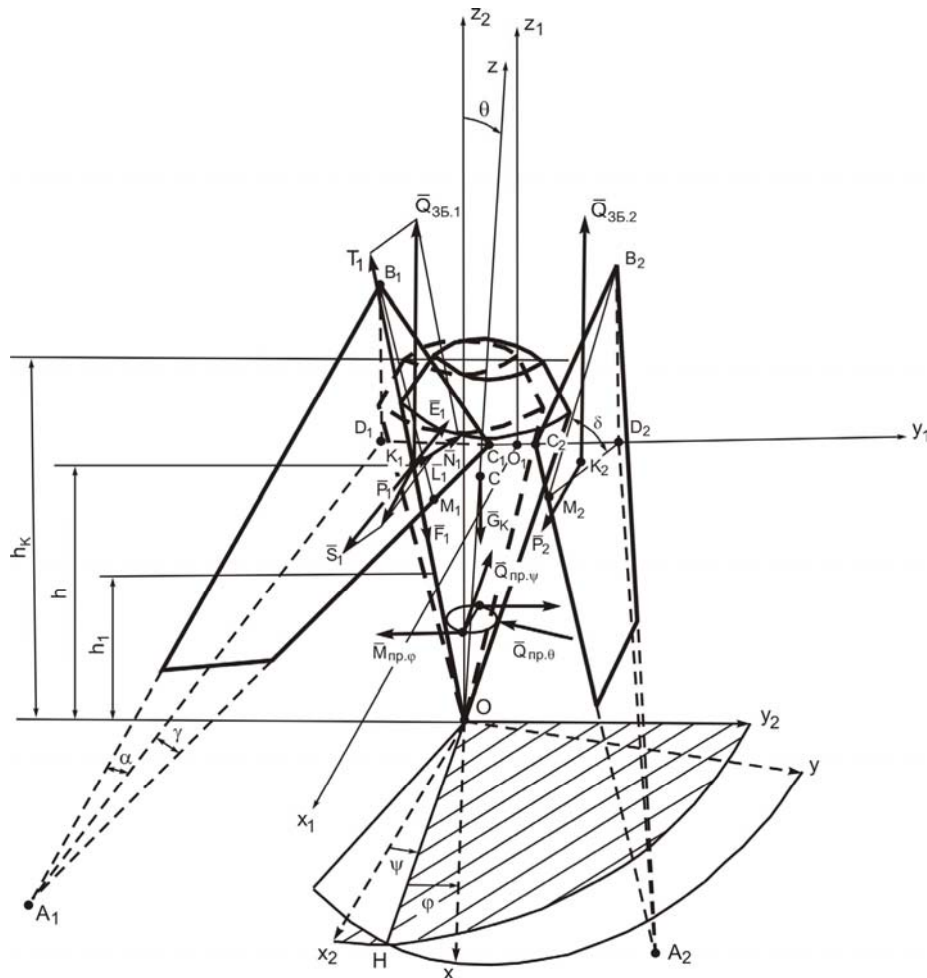


Рисунок 1 – Розрахункова схема взаємодії коренеплodu цукрового буряку з вібраційними лемешами

Для подальших досліджень необхідно проаналізувати зв'язок між коливальним рухом вібраційного робочого органу та дією при цьому збурюючої сили  $\bar{Q}_{зб.}$  на коренеплід. Цей аналіз достатньо провести для одного періоду коливань, від  $\omega t = 0$  до  $\omega t = 2\pi$ . Для всіх інших періодів процес буде повторюватись. Як зазначалось вище, збурююча сила  $\bar{Q}_{зб.}$  діє на коренеплід лише тоді, коли робочий орган рухається вгору від свого найнижчого положення до свого найвищого положення.

Отже, при русі робочого органу вгору на відрізку  $[0, \pi]$  збурююча сила  $\bar{Q}_{зб.}$  діє на коренеплід згідно синусоїдального закону (1). При цьому на відрізку  $\left[0, \frac{\pi}{2}\right]$  вона зростає від нульового значення  $Q_{зб.} = 0$  у точці  $\omega t = 0$ , до максимального значення  $Q_{зб.} = H$  у точці  $\omega t = \frac{\pi}{2}$ .

На відрізку  $\left[\frac{\pi}{2}, \pi\right]$  вона спадає від максимального значення  $Q_{зб.} = H$  до мінімального  $Q_{зб.} = 0$ . На відрізку  $[\pi, 2\pi]$  робочий орган рухається вниз, а тому на цьому відрізку збурююча сила  $\bar{Q}_{зб.}$  на коренеплід не діє, а отже, дорівнює нулю. На відрізку  $[2\pi, 4\pi]$  все повторюється спочатку. Таким чином у загальному випадку, на відрізках  $[2k\pi, (2k+1)\pi], k = 0, 1, 2, \dots$ , збурююча сила  $\bar{Q}_{зб.}$  діє на коренеплід за синусоїдальним законом (1), а на відрізках  $[(2k-1)\pi, 2k\pi], k = 1, 2, \dots$ , вона на коренеплід

не діє, тобто дорівнює нулю.

Оскільки ріжучі кромки  $A_1C_1$  і  $A_2C_2$  лемешів знаходяться нижче точок контакту  $K_1$  і  $K_2$ , то в зоні захвату коренеплоду робочим органом ґрунт буде уже досить розпушеним, адже розпушування ґрунту в першу чергу відбувається в передній частині робочого русла копача, а безпосередній контакт коренеплоду з робочим органом – у середній і задній частинах робочого русла копача. Таким чином, при несиметричному захваті коренеплоду в точці контакту  $K_1$  на коренеплід безпосередньо діє збуруюча сила  $\bar{Q}_{зб.1}$ , а в точці контакту  $K_2$  збуруюча сила  $\bar{Q}_{зб.2}$  діє тільки на шар розпушеного ґрунту і тому вважаємо, що ця сила на коренеплід майже не передається, оскільки зусилля може передаватись лише через досить пружне середовище. Отже, при першому захваті в даному випадку дією сили  $\bar{Q}_{зб.2}$  на коренеплід можна знехтувати і вважати, що на коренеплід діє лише збуруюча сила  $\bar{Q}_{зб.1}$  з боку поверхні  $A_1B_1C_1$ .

Звичайно, при другому, чи третьому захватах коренеплоду робочим органом, внаслідок звуженості робочого русла і поступального руху копача, безпосередній контакт коренеплоду з робочим органом буде здійснюватись на обох лемешах, в крайньому випадку через тонкий шар ґрунту. Проте несиметричний захват коренеплоду цікавий тим, що при ньому можливий поворот коренеплоду навколо своєї осі, що сприяє інтенсивному руйнуванню зв'язків коренеплоду з ґрунтом (ефект вертіння коренеплоду у ґрунті при його вилученні). Отже, при несиметричному захваті коренеплоду робочим органом у диференціальних рівняннях руху коренеплоду буде враховуватись лише силова дія з боку робочої поверхні  $A_1B_1C_1$  клина. З цією метою розкладемо силу  $\bar{Q}_{зб.1}$  на дві складові: нормальну  $\bar{N}_1$  до поверхні  $A_1B_1C_1$  та дотичну  $\bar{T}_1$  до цієї поверхні, як це показано на рис. 1. Отже ця сила буде дорівнювати:

$$\bar{Q}_{зб.1} = \bar{N}_1 + \bar{T}_1. \quad (3)$$

Очевидно, що вектор сили  $\bar{T}_1$  напрямлений паралельно прямій  $B_1M_1$ .

Оскільки копач рухається поступально у напрямку осі  $O_1x_1$  відносно коренеплоду, який закріплений у ґрунті, то в напрямку поступального руху (осі  $O_1x_1$ ) діє рушійна сила  $\bar{P}_1$ , яка у момент захвату коренеплоду робочим органом також діє на коренеплід у напрямку заданої осі. Розкладемо також силу  $\bar{P}_1$  на дві складові: нормальну  $\bar{L}_1$  до поверхні клина  $A_1B_1C_1$  і дотичну  $\bar{S}_1$  до цієї поверхні, тобто:

$$\bar{P}_1 = \bar{L}_1 + \bar{S}_1. \quad (4)$$

Таким чином, у точці контакту  $K_1$  на коренеплід з боку клина  $A_1B_1C_1$  діє сила, що дорівнює

$$\bar{N}_{K_1} = \bar{N}_1 + \bar{L}_1, \quad (5)$$

яка напрямлена по нормалі до поверхні клина  $A_1B_1C_1$ .

Очевидно, що величина цієї сили дорівнює:

$$N_{K_1} = N_1 + L_1. \quad (6)$$

Крім того, у точці контакту  $K_1$  діє сила тертя  $\bar{F}_{K_1}$ , яка протидіє проковзуванню коренеплоду по робочій поверхні клина  $A_1B_1C_1$  під час його захвату вібраційним робочим органом. Вектор цієї сили напрямлений протилежно вектору відносної швидкості проковзування клина по поверхні коренеплоду. У центрі ваги коренеплоду діє сила ваги коренеплоду  $\bar{G}_k$ . Визначимо величини всіх зазначених вище сил, що діють на коренеплід під час його контакту з вібраційним викопуючим робочим органом. Дотична складова  $\bar{T}_1$  збуруючої сили  $\bar{Q}_{зб.1}$  і дотична складова  $\bar{S}_1$  рушійної



сили  $\bar{P}_1$  безпосередньо на коренеплід не діють, вони лише викликають розпушування ґрунту навколо коренеплоду, а отже в диференціальні рівняння руху коренеплоду як твердого тіла входити не будуть. Зі схеми рис. 1 отримаємо вирази для визначення нормальної  $\bar{N}_1$  та дотичної  $\bar{T}_1$  складової збуруючої сили  $\bar{Q}_{зб.1}$  такого вигляду:

$$N_1 = Q_{зб.1} \cdot \cos \delta, \quad (7)$$

$$T_1 = Q_{зб.1} \cdot \sin \delta. \quad (8)$$

З цієї ж схеми також отримуємо вирази для визначення нормальної  $\bar{L}_1$  та дотичної  $\bar{S}_1$  складових рушійної сили  $\bar{P}_1$ , а саме:

$$L_1 = P_1 \cdot \sin \gamma, \quad (9)$$

$$S_1 = P_1 \cdot \cos \gamma. \quad (10)$$

Величина сили  $\bar{N}_{K_1}$ , враховуючи вирази (6), (7) та (9), буде дорівнювати:

$$N_{K_1} = Q_{зб.1} \cdot \cos \delta + P_1 \cdot \sin \gamma, \quad (11)$$

або, враховуючи вираз (2), матимемо:

$$N_{K_1} = \frac{1}{2} H \cdot \cos \delta \sin \omega t + P_1 \cdot \sin \gamma. \quad (12)$$

Тоді величина сили тертя  $\bar{F}_{K_1}$  буде дорівнювати:

$$F_{K_1} = f N_{K_1} = f (Q_{зб.1} \cdot \cos \delta + P_1 \cdot \sin \gamma), \quad (13)$$

або, враховуючи вираз (2), матимемо:

$$F_{K_1} = \frac{1}{2} f H \cdot \cos \delta \sin \omega t + f P_1 \cdot \sin \gamma. \quad (14)$$

Оскільки на початку захвату коренеплід ще міцно зв'язаний з ґрунтом, то можливе проковзування клина по коренеплоду у напрямку дії сили  $\bar{T}_1$  (паралельно лінії  $B_1 M_1$ ) та у напрямку дії сили  $\bar{S}_1$ .

Отже, силу тертя  $\bar{F}_{K_1}$  також можна розкласти на дві складові  $\bar{F}_1$  та  $\bar{E}_1$  у напрямках, протилежних векторам  $\bar{T}_1$  та  $\bar{S}_1$  відповідно, тобто:

$$\bar{F}_{K_1} = \bar{F}_1 + \bar{E}_1. \quad (15)$$

Визначимо величини складових  $\bar{F}_1$  і  $\bar{E}_1$ . З наведених вище міркувань та виразу (12) можна зробити висновок, що на відрізках  $[2k\pi, (2k+1)\pi]$ ,  $k = 0, 1, 2, \dots$ , зокрема на відрізку  $[0, \pi]$ , величина сили тертя  $\bar{F}_{K_1}$  визначається згідно виразу (12), причому на відрізку  $\left[0, \frac{\pi}{2}\right]$  вона зростає від мінімальної величини

$$F_{K_1 \min} = f P_1 \cdot \sin \gamma, \quad (16)$$

до максимальної величини

$$F_{K_1 \max} = \frac{1}{2} f H \cdot \cos \delta + f P_1 \cdot \sin \gamma, \quad (17)$$

а на відрізку  $\left[\frac{\pi}{2}, \pi\right]$  вона спадає від  $F_{K_1 \max}$  до  $F_{K_1 \min}$ . Причому, напрям вектора  $\bar{F}_{K_1}$  на відрізку  $\left[0, \frac{\pi}{2}\right]$  також змінюється. Вектор  $\bar{F}_{K_1 \min}$  напрямлений протилежно вектору  $\bar{S}_1$ , а вектор  $F_{K_1 \max}$  відхиляється від вектора  $F_{K_1 \min}$  на деякий кут  $\alpha_{K_1 \max}$ .

Отже, на відрізку  $\left[0, \frac{\pi}{2}\right]$  вектор  $\bar{F}_{K_1}$  рухається від вектора  $\bar{F}_{K_1 \min}$  до вектора  $\bar{F}_{K_1 \max}$ , а на відрізку  $\left[\frac{\pi}{2}, \pi\right]$  – від вектора  $\bar{F}_{K_1 \max}$  до вектора  $\bar{F}_{K_1 \min}$ . Таким чином, кут відхилення  $\alpha_{K_1}$  вектора  $\bar{F}_{K_1}$  від вектора  $\bar{F}_{K_1 \min}$  на відрізку  $[0, \pi]$  змінюється за наступним законом:

$$\alpha_{K_1} = \alpha_{K_1 \max} \cdot \sin \omega t. \quad (18)$$

Таким чином, на відрізку  $[0, \pi]$  маємо такі значення складових  $\bar{F}_1$  і  $\bar{E}_1$ :

$$F_1 = F_{K_1} \cdot \sin \alpha_{K_1}, \quad (19)$$

$$E_1 = F_{K_1} \cdot \cos \alpha_{K_1}, \quad (20)$$

або, враховуючи вирази (12) і (18), матимемо:

$$F_1 = \left( \frac{1}{2} f H \cdot \cos \delta \sin \omega t + f P \cdot \sin \gamma \right) \sin (\alpha_{K_1 \max} \cdot \sin \omega t), \quad (21)$$

$$E_1 = \left( \frac{1}{2} f H \cdot \cos \delta \sin \omega t + f P \cdot \sin \gamma \right) \cos (\alpha_{K_1 \max} \cdot \sin \omega t). \quad (22)$$

Вирази (21) і (22) мають місце на будь-якому відрізку  $[2k\pi, (2k+1)\pi]$ ,  $k = 0, 1, 2, \dots$

Очевидно, що на відрізках  $[(2k-1)\pi, 2k\pi]$ ,  $k = 1, 2, \dots$ , сила тертя  $\bar{F}_{k1}$  дорівнює:

$$F_{K_1} = F_{K_1 \min} = f P_1 \cdot \sin \gamma. \quad (23)$$

Отже, на зазначених відрізках матимемо:

$$E_1 = f P_1 \cdot \sin \gamma, \quad (24)$$

$$F_1 = 0. \quad (25)$$

Обчислимо далі сили, які виникають внаслідок деформації ґрунту, як пружного середовища, при переміщенні в ньому коренеплоду. Можна показати, що момент пружної деформації ґрунту від повороту коренеплоду на кут  $\varphi$  буде дорівнювати:

$$M_{np.\varphi} = -\frac{C h_1^3 \cdot \varphi \cdot \sin^2 \varepsilon}{3 \cos^3 \varepsilon}, \quad (26)$$

де  $C$  – коефіцієнт пружної деформації ґрунту, віднесений до площі контакту.

Також можна довести, що сили пружності ґрунту, які виникають при поворотах закріпленого у ґрунті коренеплоду навколо осі  $Oz_2$  на кут  $\psi$  –  $\bar{Q}_{np.\psi}$  та навколо лінії вузлів  $OH$  на кут  $\theta$  –  $\bar{Q}_{np.\theta}$ , відповідно дорівнюють:

$$Q_{np.\psi} = \frac{C_1 \pi \cdot h_1^3 \sin \varepsilon \cdot \psi}{3 \cos^3 \varepsilon}, \quad (27)$$

$$Q_{np.\theta} = \frac{C_1 \pi \cdot h_1^3 \sin \varepsilon \cdot \theta}{3 \cos^3 \varepsilon}, \quad (28)$$

де  $C_1$  – коефіцієнт пружної деформації стискання ґрунту.

Очевидно, що вектори  $\bar{Q}_{np.\psi}$  і  $\bar{Q}_{np.\theta}$  напрямлені по нормалі до поверхні коренеплоду.

Перейдемо далі до складання диференціальних рівнянь руху коренеплоду як твердого тіла при несиметричному захваті коренеплоду вібраційним викопуючим робочим органом. В даному випадку коренеплід буде рухатись як тверде тіло з однією нерухомою точкою. Зазначений рух визначається зміною вище згаданих кутів Ейлера  $\varphi$ ,  $\psi$  і  $\theta$  під дією розглянутих сил, що діють на коренеплід, і описується за допомогою динамічних і

кінематичних рівнянь Ейлера. Якщо рухома система координат  $Oxyz$  вибрана таким чином, щоб координатні осі були головними осями інерції для точки  $O$ , що в даному випадку має місце, то динамічні рівняння Ейлера мають більш простий вигляд [6].

Із силової схеми (рис. 1) визначаємо моменти усіх зовнішніх сил, що діють на коренеплід під час його захвату вібраційним викопуючим робочим органом, відносно осей  $Ox$ ,  $Oy$  і  $Oz$ . Після підстановки необхідних осьових моментів інерції та отриманих значень головних моментів усіх зовнішніх сил у систему диференціальних рівнянь [6] отримаємо наступну систему диференціальних рівнянь просторових коливань коренеплоду, закріпленого у ґрунті, у формі динамічних і кінематичних рівнянь Ейлера:

$$\begin{aligned}
 & \left( \frac{347}{720} + \frac{3}{20} \operatorname{tg}^2 \varepsilon \right) m_k h_k^2 \frac{d\omega_x}{dt} + \left( \frac{3}{20} \operatorname{tg}^2 \varepsilon + \frac{347}{720} \right) m_k h_k^2 \omega_y \omega_z = \\
 & = \left[ -P_1 (h \operatorname{tg} \varepsilon - h \theta) + f \left( \frac{H}{2} \cos \delta \sin \omega t + P_1 \sin \gamma \right) \cos (\alpha_{K_1 \max} \cdot \sin \omega t) (h \operatorname{tg} \varepsilon - h \theta) - \right. \\
 & \left. - \frac{C_1 \pi h_1^4 \sin \varepsilon \cdot \theta \cdot \psi (\cos (\varepsilon - \theta) + \cos (\varepsilon + \psi))}{4 \cos^3 \varepsilon} \right] \sin \theta \sin \varphi + \\
 & + \left[ -\frac{1}{2} H h \operatorname{tg} \varepsilon \sin \omega t + h P_1 \sin \psi - f \left( \frac{H}{2} \cos \delta \sin \omega t + P_1 \sin \gamma \right) \times \right. \\
 & \left. \times \cos (\alpha_{K_1 \max} \cdot \sin \omega t) \cdot \sin \psi \cdot h - \frac{1}{3} G_k h_k \theta + \frac{C_1 \cdot \pi h_1^4 \sin \varepsilon \cdot \theta \cdot \cos \psi}{4 \cos^3 \varepsilon} \right] \cos \varphi, \\
 & \left( \frac{347}{720} + \frac{3}{20} \operatorname{tg}^2 \varepsilon \right) m_k h_k^2 \frac{d\omega_y}{dt} + \left( \frac{347}{720} - \frac{3}{20} \operatorname{tg}^2 \varepsilon \right) m_k h_k^2 \omega_z \omega_x = \\
 & = \left[ -P_1 (h \operatorname{tg} \varepsilon - h \theta) + f \left( \frac{H}{2} \cos \delta \sin \omega t + P_1 \sin \gamma \right) \cos (\alpha_{K_1 \max} \cdot \sin \omega t) (h \operatorname{tg} \varepsilon - h \theta) - \right. \\
 & \left. - \frac{C_1 \pi h_1^4 \sin \varepsilon \cdot \theta \cdot \psi (\cos (\varepsilon - \theta) + \cos (\varepsilon + \psi))}{4 \cos^3 \varepsilon} \right] \sin \theta \cos \varphi - \\
 & - \left[ -\frac{H}{2} h \operatorname{tg} \varepsilon \cdot \sin \omega t + h P_1 \sin \psi - f \left( \frac{H}{2} \cos \delta \sin \omega t + P_1 \sin \gamma \right) \times \right. \\
 & \left. \times \cos (\alpha_{K_1 \max} \cdot \sin \omega t) \sin \psi \cdot h - \frac{1}{3} G_k h_k \theta + \frac{C_1 \pi h_1^4 \sin \varepsilon \cdot \theta \cdot \cos \psi}{4 \cos^3 \varepsilon} \right] \sin \varphi, \\
 & \frac{3}{10} m_k h_k^2 \operatorname{tg}^2 \varepsilon \frac{d\omega_z}{dt} = h P_1 \cos \theta \cdot \operatorname{tg} \varepsilon - f \left( \frac{H}{2} \cos \delta \sin \omega t + P_1 \sin \gamma \right) \times \\
 & \times \cos (\alpha_{K_1 \max} \cdot \sin \omega t) \cos \theta \cdot \operatorname{tg} \varepsilon \cdot h - \frac{C h_1^3 \varphi \sin^2 \varepsilon}{3 \cos^3 \varepsilon} + \\
 & + \left[ P_1 (h \operatorname{tg} \varepsilon - h \theta) - f \left( \frac{H}{2} \cos \delta \sin \omega t + P_1 \sin \gamma \right) \times \right. \\
 & \left. \times \cos (\alpha_{K_1 \max} \cdot \sin \omega t) (h \operatorname{tg} \varepsilon - h \theta) + \frac{C_1 \pi h_1^4 \theta \psi \sin \varepsilon (\cos (\varepsilon - \theta) - \cos (\varepsilon + \psi))}{4 \cos^3 \varepsilon} \right] \cos \theta, \\
 & \omega t \in [2k\pi, (2k+1)\pi], \quad k = 0, 1, 2, \dots \\
 & \omega_x = -\dot{\psi} \sin \theta \cdot \sin \varphi - \dot{\theta} \cos \varphi, \\
 & \omega_y = -\dot{\psi} \sin \theta \cdot \cos \varphi + \dot{\theta} \sin \varphi, \\
 & \omega_z = \dot{\psi} \cos \theta + \dot{\varphi}.
 \end{aligned} \tag{29}$$

#### Висновки.

1. Побудована нова математична модель вилучення коренеплоду цукрового буряку з ґрунту.

2. Застосовуючи вихідні кінематичні і динамічні рівняння Ейлера, складена нова система диференціальних рівнянь коливань коренеплоду при вібраційному його

викопуванні для випадку, коли коренеплід взаємодіє з одним клином вібраційного викопуючого робочого органу.

## Список літератури

1. Дубровский А.А. Вибрационная техника в сельском хозяйстве / А.А. Дубровский. – М.: Машиностроение, 1968. – 204 с.
2. Василенко П.М. Вибрационный способ уборки корнеплодов / П.М. Василенко, Л.В.Погорелый, В.В. Брей // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1970. – №2. – С. 9-13.
3. Брей В.В. Исследование и разработка механизированного процесса извлечения из почвы корней сахарной свеклы / В.В. Брей. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – К.: УСХА, 1972. – 196 с.
4. Свеклоуборочные машины (конструирование и расчёт) // Л.В. Погорелый, Н.В. Татьяна, В.В. Брей и др.; Под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1983. – 168 с.
5. Булгаков В.М. Теорія вібраційного викопування коренеплодів / Булгаков В.М. та ін. – Механізація сільськогосподарського виробництва: Збірник наукових праць національного аграрного університету. – Том XV. – К.: НАУ. – 2003. – С. 45-85.
6. Бутенин Н.В. Курс теоретической механики. Том II Динамика / Н.В. Бутенин, Я.Л. Лунц, Д.Р. Меркин. – М.: Наука, 1971. – 464 с.

*И. Головач, О. Черныш, Н.Березовой, В.Солтусюк*

**Использование уравнений Эйлера при исследовании вибрационного выкапывания корнеплодов**

Построена новая расчетная математическая модель вибрационного выкапывания корнеплода. На основе использования уравнений Эйлера получена система дифференциальных уравнений, которая позволяет аналитически исследовать данный технологический процесс.

*I.Golovach, O.Chernysh, M.Berezovyy, V.Soltusuk*

**Mathematical model of a root crop extraction from soil of equations Euler**

The new calculated mathematical model of a root crop vibrational digging up is developed. On the basis of the Euler's equations using the set of the differential equations which allows to investigate the given process analytically is obtained.

Одержано 05.09.11

УДК 631.362.36; 621.928.9

Л.Н. Тищенко, чл.-кор. НААНУ, проф., д-р техн. наук, М.В. Слипченко, инж.  
Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
им. Петра Василенко

## К составлению уравнений динамики зерновой смеси на тарельчатом разбрасывателе виброцентробежного сепаратора

В статье исследовано динамику слоя зерновой смеси на вращающемся тарельчатом разбрасывателе. Составлены уравнения динамики, математически описана геометрия, и получено уравнение кривой вращения тарельчатой поверхности.

**виброцентробежный сепаратор, зерновая смесь, тарельчатый разбрасыватель, уравнение поверхности**

**Постановка проблемы.** Одним из путей повышения качества сепарации и увеличения производительности виброцентробежных сепараторов ОАО "Вибросепаратор" (г. Житомир) является улучшение воздушной очистки зерновых смесей (ЗС) от легких примесей. С этой целью создано веерно-кольцевое конусно-каскадное пневмосепарирующее устройство [1-3]. Один из этапов очистки ЗС от легких примесей осуществляется при ее сходе с тарельчатого разбрасывателя (ТР).

**Формулировка целей статьи.** Составление уравнений динамики слоя ЗС на ТР как двухфазной сплошной среды. Получение уравнения кривой вращения, описывающей внутреннюю поверхность ТР.

**Основная часть.** Рассмотрим движущийся слой зерна  $V$  с примесью по поверхности  $S_2$  вращающегося ТР (рис.1,2). Частицы зерна и примеси участвуют в сложном движении, состоящем из переносного движения вращающегося ТР и относительного движения в системе координат, связанной с ТР. Каждая из компонент смеси (зерно + примеси) движется как сплошная среда, характеризующаяся своим полем скоростей:  $\vec{v}_1$  - для зерна и  $\vec{v}_2$  - для примеси.

Обе компоненты испытывают действие внешней силы тяжести и силы взаимодействия их между собой. В силу значительного различия между «истинными» плотностями зерна, примеси  $\rho_1^0, \rho_2^0$  и плотностью воздуха  $\rho_{возд}$  ( $\rho_1, \rho_2 \gg \rho_{возд}$ ) влиянием воздуха на динамику слоя на ТР можно пренебречь. Тогда смесь представляет собой двухфазную среду, где зерно выступает как диспергирующая (несущая) среда, а примесь как дисперсная фаза [4,5]. Для каждой из фаз можно записать уравнение, выражающие закон сохранения массы [6]:

$$\frac{\partial \rho_\alpha}{\partial t} + \text{div}(\rho_\alpha \vec{v}_\alpha) = 0 \quad (1)$$

и уравнение движения:

$$\rho_\alpha \frac{d\vec{v}_\alpha}{dt} = \text{div} \hat{\sigma}_\alpha + \vec{f}_{\alpha\beta} + \rho_\alpha \vec{g}, \quad (2)$$

где  $\alpha, \beta = 1, 2$ ;

$\hat{\sigma}_\alpha$  – тензор напряжений для  $\alpha$ -ой составляющей смеси;

$\vec{f}_{\alpha\beta}$  – сила, с которой действует на  $\alpha$ -ую составляющую  $\beta$ -ая составляющая среды. Для нее выполняется третий закон Ньютона  $\vec{f}_{12} = -\vec{f}_{21}$ .

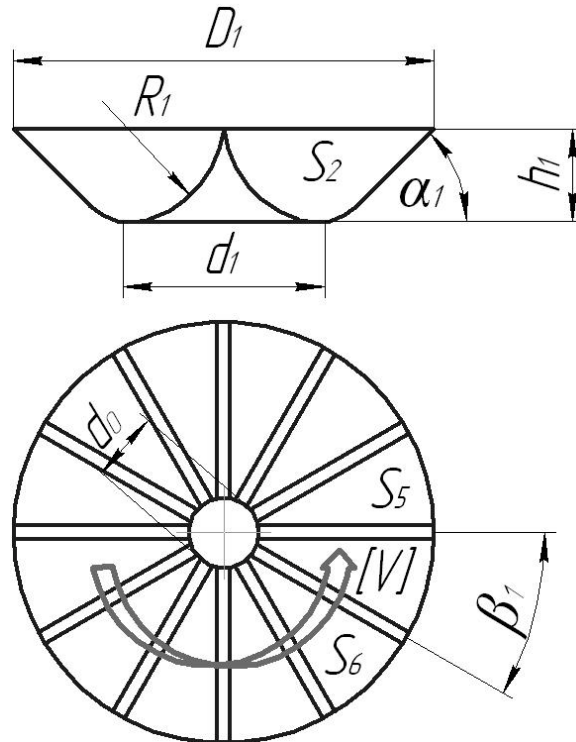


Рисунок 1 – Расчетная схема тарельчатого разбрасывателя

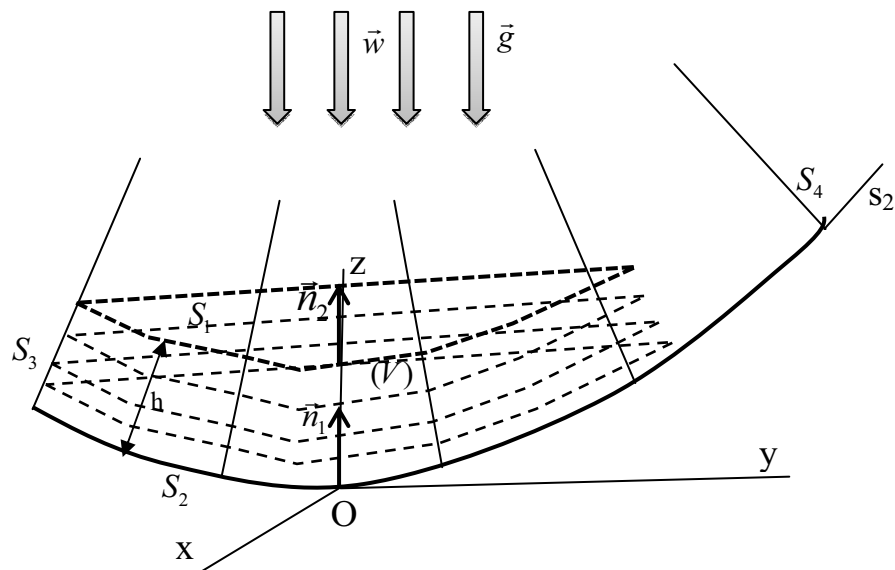


Рисунок 2 – Схема движения слоя зерновой смеси по поверхности тарельчатого разбрасывателя

Будем полагать, что плотность примеси  $\rho_2$  значительно меньше плотности зерна  $\rho_1$  ( $\rho_2 \ll \rho_1$ ) и число частиц примеси  $n_2$  в единице объема меньше числа частиц зерна  $n_1$  в единице объема. Тогда можно считать, что частицы примеси между собой не взаимодействуют, и в этом случае тензор напряжений для примеси тождественно равен нулю  $\hat{\sigma}_2 \equiv 0$ . Сила взаимодействия фаз между собой для потока, движущегося по

твердой поверхности с большим градиентным полем скоростей, представляет собой в основном силу Стокса [5]:

$$\vec{f}_{21} = \vec{f}_c = 6\pi\mu_1 a n_2 (\vec{v}_1 - \vec{v}_2), \quad (3)$$

где  $\mu_1$  представляет собой динамическую вязкость зернового потока;

$a$  – является эквивалентным радиусом частицы зерна (для зерновых культур, имеющих сферическую форму,  $a$  совпадает с радиусом сферы, для культур аппроксимируемых эллипсоидом вращения  $a = \sqrt[3]{a_1 \cdot a_2 \cdot a_3}$ , где  $a_1, a_2, a_3$  – длина, ширина и высота зерновки, соответственно).

Введем понятие объемной плотности для фаз  $\varepsilon_\alpha$ , равной отношению объема частиц  $\alpha$ -ой фазы  $\Delta V_\alpha$ , располагаемых в некотором объеме пространства  $\Delta V$ , к этому объему:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\Delta V_\alpha}{\Delta V}. \quad (4)$$

Имеют место очевидные соотношения:

$$\rho_1 = \varepsilon_1 \rho_1^0, \quad \rho_2 = \varepsilon_2 \rho_2^0, \quad n_2 = \frac{3 \varepsilon_2}{4\pi a^3}. \quad (5)$$

Истинная плотность материала фаз в процессе движения не меняется ( $\rho_\alpha^0 = const$ ). Тогда, с учетом сказанного выше, (1) и (2) можно представить в виде:

$$\frac{\partial \varepsilon_\alpha}{\partial t} + \text{div}(\varepsilon_\alpha \vec{v}_\alpha) = 0, \quad (6)$$

$$\rho_1^0 \left[ \frac{\partial \varepsilon_1 \vec{v}_1}{\partial t} + \text{div}(\varepsilon_1 \vec{v}_1 \vec{v}_1) \right] = \text{div} \hat{\sigma}_1 - \frac{9\mu_1 \varepsilon_2}{2a^2} (\vec{v}_1 - \vec{v}_2) + \rho_1^0 \varepsilon_1 \vec{g}, \quad (7)$$

$$\frac{\partial \varepsilon_2 \vec{v}_2}{\partial t} + \text{div}(\varepsilon_2 \vec{v}_2 \vec{v}_2) = \frac{9\mu_1 \varepsilon_2}{2a^2 \rho_2^0} (\vec{v}_1 - \vec{v}_2) + \varepsilon_2 \vec{g}. \quad (8)$$

Здесь можно принять дополнительные упрощающие предположения о слабом влиянии примеси на движение зерновой фазы. Тогда в (7), в правой части, можно отбросить второе слагаемое, и это уравнение можно записать в виде:

$$\rho_1^0 \varepsilon_1 \frac{d \vec{v}_1}{dt} = \text{div} \hat{\sigma}_1 + \rho_1^0 \varepsilon_1 \vec{g}. \quad (9)$$

Область, в которой движется слой смеси по поверхности  $S_2$ , ограничена поверхностями  $S_1, S_2, S_3, S_4$  и полуплоскостями  $S_5, S_6$ , проходящими через ось ротора и составляющими между собой угол  $\beta_1$  (рис.1,2). Последние полуплоскости представлены в устройстве радиальными ребрами, препятствующими перемещению среды в трансверсальном направлении.

Введем цилиндрическую систему координат  $(r, \varphi, z)$  с началом в т. О и осью Oz, направленной вертикально вниз (рис.3). Поверхность  $S_2$  образована вращением кривой ОАВС вокруг оси Oz на угол  $\beta_1$ . Составим уравнение кривой ОАВС в виде функциональной зависимости между переменными  $r, z$ . Кривая ОАВС состоит из дуги ОАВ окружности радиуса  $R_1$  и отрезка прямой ВС, образующим угол  $\alpha_1$  с отрезком СО. Обозначим координаты точек О(0,0), А( $d_1/2, h_1$ ), В( $r_B, z_B$ ), С( $D_1/2, 0$ ), радиус  $R_1$  дуги окружности ОА,  $O_1(d_1/2, -b)$  – центр данной окружности.

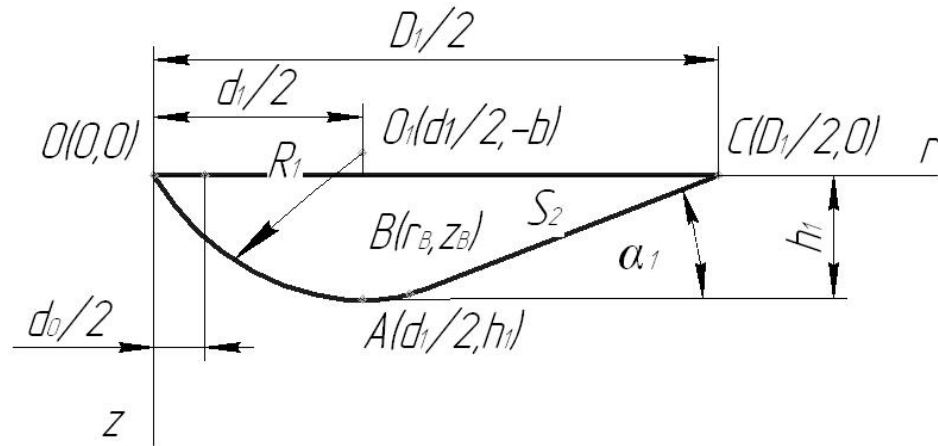


Рисунок 3 – К определению кривой вращения поверхности тарельчатой поверхности

Из рисунка видно, что  $R_1^2 \equiv \left(\frac{d_1}{2}\right)^2 + b^2 = (h_1 + b)^2$ . Из этого соотношения имеем:

$$b = \frac{1}{2h_1} \left( \frac{d_1^2}{4} - h_1 \right). \quad (10)$$

По своему смыслу  $b$  является положительной величиной, а, следовательно, должно выполняться неравенство  $d_1 > 2h_1$ .

Уравнение окружности, проходящей через точки  $O$ ,  $A$  и имеющей центр в т.  $O_1$ , имеет вид:

$$z^2 + \left( \frac{1}{4} \frac{d_1^2}{h_1} - h_1 \right) z + r^2 - d_1 r = 0. \quad (11)$$

Уравнение прямой  $BC$  можно представить в форме:

$$z = k \left( \frac{D_1}{2} - r \right) \quad \left( k = \operatorname{tg} \alpha_1, \quad r_c \leq r \leq \frac{D_1}{2} \right). \quad (12)$$

Коэффициент  $k$  должен удовлетворять равенству:

$$k = - \frac{dz}{dr} \bigg|_{r=r_B, z=z_B}, \quad (13)$$

где производная определяется для зависимости  $z = z(r)$ , определяющей окружность (11). Соотношения (11)-(13) представляют собой систему уравнений для определения трех величин  $r_B, z_B, k$ , решение которой получить и записать можно в форме:

$$k = \frac{h_1}{2} \left( 8d_1^2 D_1 + 32d_1 h_1^2 - 32h_1^2 D_1 - 8d_1^3 - \right. \\ \left. - 8\sqrt{-16d_1^3 h_1^2 D_1 - 32d_1 h_1^4 D_1 + d_1^4 D_1^2 - 2d_1^5 D_1 + 8d_1^2 D_1^2 h_1^2 + 16h_1^4 D_1^2} \right) \times \\ \times \left( 32D_1 h_1^2 d_1 - 8d_1^2 h_1^2 + d_1^4 + 16h_1^4 - 16D_1^2 h_1^2 \right)^{-1}; \quad (14)$$

$$z_B = k \frac{4D_1 h_1 - kd_1^2 + 4kh_1^2 - 4d_1 h_1}{8h_1(1+k^2)}; \quad (15)$$

$$r_B = k z_B + k \left( \frac{d_1^2}{8h_1} - \frac{h_1}{2} \right) + \frac{d_1}{2}. \quad (16)$$



Для описания кривой ОАВС воспользуемся составной формулой, учитывающей соотношения (11)-(16):

$$z = Z(r) = \begin{cases} \frac{-d_1^2 + 4h_1^2 + \sqrt{d_1^4 - 8d_1^2 h_1^2 + 16h_1^4 + 64d_1 r h_1^2 - 64r^2 h_1^2}}{8h_1}, & (0 \leq r \leq r_B). \\ k\left(\frac{D_1}{2} - r\right) & (r_B \leq r \leq D_1/2) \end{cases} \quad (17)$$

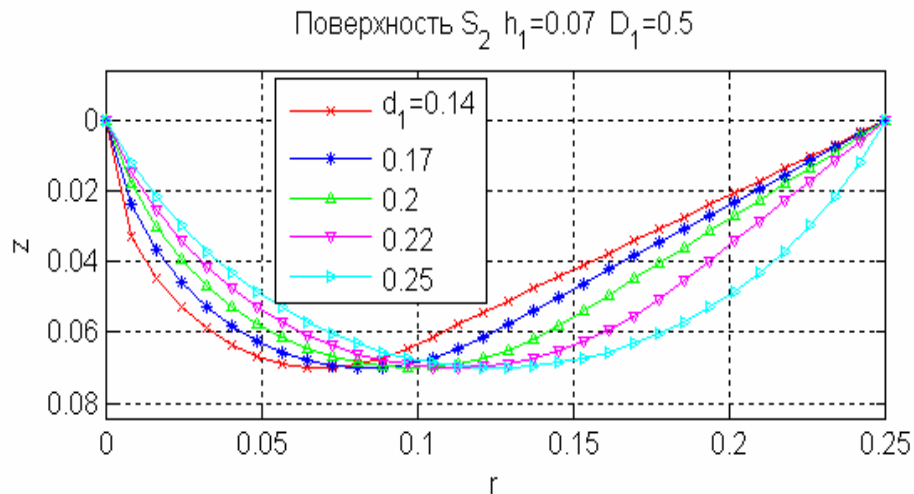


Рисунок 4 – Кривые вращения, описывающие внутреннюю поверхность тарельчатого разбрасывателя

На рис.4 приведены кривые ОАВС в соответствии с формулой (17) для  $D_1 = 0,5$  м,  $h_1 = 0,07$  м и различных значениях  $d_1$ .

**Выводы.** Составлены уравнения динамики слоя ЗС на ТР как двухфазной сплошной среды, с учетом взаимодействия фаз и предположения о слабом влиянии примесей. Математически описана кривая вращения, отображающая поверхность тарельчатого разбрасывателя. Полученные зависимости позволяют исследовать динамику слоя ЗС с примесями с дальнейшей очисткой воздушным потоком при ее сходе с ТР.

## Список литературы

1. Пат. 50587 Україна, МПК<sup>9</sup> B07B 1/00, B07B 4/00. Вібровідцентровий сепаратор / Тіщенко Л.М., Пастушенко М.Г., Харченко С.О., Сліпченко М.В.; заявник та власник Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка. №u 201000743; заявл. 26.01.10; опубл. 10.06.10, Бюл. №11/2010.
2. Сліпченко М.В. К производственным испытаниям ворохоочистителя СВС-15 с разработанным пневмосепарирующим устройством / М.В. Сліпченко // Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних і харчових виробництв: Вісник ХНТУСХ ім. Петра Василенка. - Харків, 2009. – Вип. 88 – С. 88-95.
3. Сліпченко М.В. Оптимизация конструктивно-технологических параметров разработанного пневмосепарирующего устройства виброцентробежных зерновых сепараторов / М.В. Сліпченко // Механізація сільського господарства: ХНТУСХ ім. Петра Василенка. - Харків, 2010. – Вип. 93 - Т.1 – С. 214-222.
4. Соу С. Гидродинамика многофазных систем. / С. Соу - М.: Мир, 1971.- 536 с.
5. Нигматулин Р.И. Основы механики гетерогенных сред. / Р.И. Нигматулин - М.: Наука, 1978.- 336 с.
6. Тарапов И.Е. Механика сплошной среды. / И.Е. Тарапов - В 3 ч., Ч.2: Общие законы кинематики и динамики. Харьков: Золотые страницы, 2002. - 516 с.

*Л. Тищенко, М. Сліпченко*

**До складання рівнянь динаміки зернової суміші на тарілчастому розкидачі вібровідцентрового сепаратора**

У статті досліджено динаміку шару зернової суміші на тарілчастому розкидачі, що обертається. Складені рівняння динаміки, математично описана геометрія та одержані рівняння кривої обертання тарілчастої поверхні.

*L. Tishchenko, M. Slipchenko*

**To the equation compilation of grain mixtures dynamics on poppet spreader of vibroseparator**

Dynamics of grain mixture layer on rotating poppet spreader are investigated. The equations of motion are obtained, mathematically described geometry, and an equation of the rotation curve of spreader surface are obtained.

Одержано 29.08.11

**УДК 631.356.2**

**В.М. Булгаков, акад. НААНУ, І.В. Головач, д-р техн. наук**

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

**М.О.Свірень, проф., канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

**І.М. Кіров, канд. хім. наук**

*Інженерно-технологічний інститут "Біотехніка" Національної академії аграрних наук України*

## **Основні принципи теорії вібраційного викопування коренеплодів**

Розроблені основні положення теорії вилучення коренеплоду з ґрунту, яке здійснюється під дією вертикальної збуруючої сили та тягового зусилля, що надаються йому від вібраційного викопуючого робочого органу. Отримані системи диференціальних рівнянь, розв'язування яких дало можливість знайти закон руху коренеплоду в процесі його безпосереднього вібраційного вилучення.

**коренеплод, вібраційний викопуючий орган, плоскопаралельний рух, диференційне рівняння**

**Вступ.** Вібраційне викопування коренеплодів з ґрунту має ряд суттєвих переваг в порівнянні з іншими способами. Воно характеризується меншим пошкодженням коренеплодів, зниженням втрат врожаю при збиранні, більш інтенсивним очищенням коренеплодів від налиплого ґрунту, меншим захаращенням робочого русла копача ґрунтом та залишками бур'янів. Тому саме цей технологічний процес потребує докладного аналітичного дослідження та подальшої розробки і широкого впровадження вдосконалених вібраційних викопуючих органів.

**Постановка проблеми.** Теоретичні дослідження технологічного процесу вібраційного викопування коренеплодів цукрового буряку з ґрунту дають можливість науково обґрунтувати конструктивні і кінематичні параметри вібраційних викопуючих робочих органів. Такі дослідження необхідні у першу чергу для теоретичного аналізу роботи вібраційних викопуючих органів у несприятливих умовах, на важких і твердих ґрунтах, де надійність роботи бурякозбиральних машин суттєво знижується. В свою

*Л. Тищенко, М. Сліпченко*

**До складання рівнянь динаміки зернової суміші на тарілчастому розкидачі вібровідцентрового сепаратора**

У статті досліджено динаміку шару зернової суміші на тарілчастому розкидачі, що обертається. Складені рівняння динаміки, математично описана геометрія та одержані рівняння кривої обертання тарілчастої поверхні.

*L. Tishchenko, M. Slipchenko*

**To the equation compilation of grain mixtures dynamics on poppet spreader of vibroseparator**

Dynamics of grain mixture layer on rotating poppet spreader are investigated. The equations of motion are obtained, mathematically described geometry, and an equation of the rotation curve of spreader surface are obtained.

Одержано 29.08.11

**УДК 631.356.2**

**В.М. Булгаков, акад. НААНУ, І.В. Головач, д-р техн. наук**

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

**М.О.Свірень, проф., канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

**І.М. Кіров, канд. хім. наук**

*Інженерно-технологічний інститут "Біотехніка" Національної академії аграрних наук України*

## **Основні принципи теорії вібраційного викопування коренеплодів**

Розроблені основні положення теорії вилучення коренеплоду з ґрунту, яке здійснюється під дією вертикальної збуруючої сили та тягового зусилля, що надаються йому від вібраційного викопуючого робочого органу. Отримані системи диференціальних рівнянь, розв'язування яких дало можливість знайти закон руху коренеплоду в процесі його безпосереднього вібраційного вилучення.

**коренеплод, вібраційний викопуючий орган, плоскопаралельний рух, диференційне рівняння**

**Вступ.** Вібраційне викопування коренеплодів з ґрунту має ряд суттєвих переваг в порівнянні з іншими способами. Воно характеризується меншим пошкодженням коренеплодів, зниженням втрат врожаю при збиранні, більш інтенсивним очищенням коренеплодів від налиплого ґрунту, меншим захаращенням робочого русла копача ґрунтом та залишками бур'янів. Тому саме цей технологічний процес потребує докладного аналітичного дослідження та подальшої розробки і широкого впровадження вдосконалених вібраційних викопуючих органів.

**Постановка проблеми.** Теоретичні дослідження технологічного процесу вібраційного викопування коренеплодів цукрового буряку з ґрунту дають можливість науково обґрунтувати конструктивні і кінематичні параметри вібраційних викопуючих робочих органів. Такі дослідження необхідні у першу чергу для теоретичного аналізу роботи вібраційних викопуючих органів у несприятливих умовах, на важких і твердих ґрунтах, де надійність роботи бурякозбиральних машин суттєво знижується. В свою

чергу глибокий теоретичний аналіз будь-якого технологічного процесу можливий лише за наявності адекватних математичних моделей, що описують даний процес.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Як було встановлене ґрунтовні теоретичні і експериментальні дослідження вібраційного викопування коренеплодів були достатньо широко висвітлені у працях [1–6].

Так, у праці [6] процес вилучення коренеплоду з ґрунту розглядається у найбільш загальному випадку – при несиметричному захваті коренеплоду вібраційним викопуючим робочим органом. Даний процес описується за допомогою кінематичних і динамічних рівнянь Ейлера. Отримана у праці [6] система диференціальних рівнянь описує просторовий коливальний процес закріпленого у ґрунті коренеплоду, як у пружному середовищі, з однією точкою закріплення. У даній роботі процес вібраційного вилучення коренеплоду з ґрунту розглядається при симетричному захваті коренеплоду обома лемешами вібраційного викопуючого органу.

Саме при такому захваті коренеплоду викопуючими лемешами і можливий процес подальшого повного вилучення коренеплоду з ґрунту. Тому дослідимо процес безпосереднього вилучення коренеплоду з ґрунту при симетричному захваті його вібраційним викопуючим робочим органом.

**Мета дослідження.** Розробити основні положення теорії вилучення коренеплоду з ґрунту, яке здійснюється під дією вертикальної збуруючої сили, що надається коренеплоду від вібраційного викопуючого робочого органу, та тягового зусилля внаслідок поступального руху копача.

**Результати дослідження.** Зробимо спочатку необхідну формалізацію технологічного процесу, який буде розглядатись. Незважаючи на те, що процес вилучення з ґрунту коренеплоду відбудеться за дуже короткий проміжок часу (оскільки поступальна швидкість коренезбиральних машин може досягати  $2\text{ м/с}$ ) весь технологічний процес можна умовно поділити на окремі взаємопов'язані, послідовні операції. Оскільки, як зазначалось вище, вилучення можливе лише при симетричному захваті коренеплоду робочим органом, то одночасно з поступальними коливаннями коренеплоду відбувається кутові коливання коренеплоду навколо умовної точки закріплення на деякий кут.

На першому етапі вилучення, а особливо при перших коливаннях, відновлююча сила при кутових коливаннях, а отже, і її момент відносно умовної точки закріплення, будуть максимальними. Тому кут нахилу коренеплоду буде досить незначний і можливе повне (або часткове) відновлення його вертикального положення внаслідок поступального руху копача. Проте, завдяки дії поступальних коливань коренеплоду разом з оточуючим його ґрунтом, ущільненість зазначеного ґрунту буде зменшуватись, а тому відновлююча сила при кутових коливаннях також буде зменшуватись. Отже, з кожним наступним коливанням кут нахилу коренеплоду буде збільшуватись, а відновлення попереднього положення – зменшуватись. Коренеплід буде розхитуватись навколо умовної точки закріплення з поступовим збільшення кута нахилу коренеплоду уперед по ходу копача. Це буде призводити до розриву зв'язків коренеплоду з ґрунтом у напрямку руху копача, починаючи з верхньої частини конічної поверхні знаходження коренеплоду у нерозпушеному ґрунті, поступово наближаючись до умовної точки його закріплення. Отже, з вище сказаного випливає, що руйнування зв'язків коренеплоду з ґрунтом одночасно відбувається у двох напрямках – вздовж поступального руху копача і у напрямку перпендикулярно до вказаного (по глибині розташування коренеплоду у ґрунті). При цьому сили зв'язку коренеплоду з ґрунтом і сили пружності ґрунту будуть поступово зменшуватись до такої мінімальної величини, коли коливальні процеси перейдуть у процеси неперервного переміщення коренеплоду вгору і уперед – вздовж поступального руху копача, а також неперервного повороту коренеплоду навколо його центра мас на деякий кут до повного вилучення коренеплоду з ґрунту. Сили ж пружності ґрунту просто перейдуть у сили опору розпушеного ґрунту при русі

коренеплоду у робочому руслі копача. Після цього настає етап безпосереднього вилучення коренеплоду цукрового буряку з ґрунту.

Для розробки основних положень теорії вібраційного викопування коренеплоду з ґрунту насамперед складемо еквівалентну схему взаємодії коренеплоду з робочими поверхнями вібраційного викопуючого робочого органу (рис.). Для цього представимо вібраційний викопуючий робочий орган у вигляді двох спарених викопуючих поверхонь (клинів)  $A_1B_1C_1$  і  $A_2B_2C_2$ , кожний з яких у просторі має нахил під кутами  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  і які встановлено таким чином один до одного, що утворюється робоче русло, задня частина якого звужується. Вказані клини здійснюють коливальні рухи в повздовжньо-вертикальній площині (механізм приводу лемешів у коливальний рух не показано), з відповідними амплітудою і частотою. Напрямок поступального руху вібраційного викопуючого робочого органу показано стрілкою. Проекції точок  $B_1$  і  $B_2$  на вісь  $O_1y_1$  позначені точками  $D_1$  і  $D_2$  відповідно.

Вважаємо, що з поверхнями клинів  $A_1B_1C_1$  і  $A_2B_2C_2$  у відповідних точках взаємодії коренеплід, який апроксимується тілом конусоподібної форми, причому захват коренеплоду робочим органом відбувається симетрично з обох його боків.

Припускаємо далі, що робоча поверхня клина  $A_1B_1C_1$  здійснює безпосередній контакт з коренеплодом у точці  $K_1$ , а поверхня  $A_2B_2C_2$  – у точці  $K_2$ . Прямі, проведені через точки контакту коренеплоду  $K_1$  і  $K_2$  і точки  $B_1$  і  $B_2$  утворюють на перетині зі сторонами клинів  $A_1C_1$  і  $A_2C_2$  відповідні точки  $M_1$  і  $M_2$ . Таким чином,  $\delta$  – це двохгранний кут ( $\angle B_1M_1D_1$ ) між нижньою основою  $A_1D_1C_1$  та робочою поверхнею клина  $A_1B_1C_1$  або відповідно двохгранний кут ( $\angle B_2M_2D_2$ ) між нижньою основою  $A_2D_2C_2$  та робочою поверхнею клина  $A_2B_2C_2$ .

Покажемо сили, які виникають внаслідок взаємодії коренеплоду з вібраційним робочим органом.

Нехай від вібраційного викопуючого робочого органу діє вертикальна збурююча сила  $\bar{Q}_{зб.}$ , яка змінюється за гармонійним законом такого вигляду:

$$\bar{Q}_{зб.} = H \sin \omega t, \quad (1)$$

де  $H$  – амплітуда збурюючої сили;

$\omega$  – частота збурюючої сили.

Дана сила відіграє основну роль у процесі розпушування ґрунту в зоні робочого русла копача та вилучення коренеплоду. Зазначена збурююча сила  $\bar{Q}_{зб.}$  прикладається до коренеплоду з двох його боків, а тому на схемі вона представлена двома складовими  $\bar{Q}_{зб.1}$  та  $\bar{Q}_{зб.2}$ . Дані сили прикладені відповідно у точках  $K_1$  і  $K_2$  на відстані  $h$  від умовної точки закріплення  $O$  і саме вони викликають коливання коренеплоду в повздовжньо-вертикальній площині, які руйнують зв'язки коренеплоду з ґрунтом і створюють для останнього умови вилучення з ґрунту.

Оскільки захват коренеплоду симетричний, то очевидно, що буде мати місце наступне співвідношення:

$$\bar{Q}_{зб.1} = \bar{Q}_{зб.2} = \frac{1}{2} H \sin \omega t. \quad (2)$$

Розкладемо дані сили на нормальні  $\bar{N}_1$  і  $\bar{N}_2$  і дотичні складові  $\bar{T}_1$  і  $\bar{T}_2$ , як це показано на рис. Оскільки вібраційний копач рухається поступально у напрямку осі  $O_1x_1$  відносно коренеплоду, який закріплений у ґрунті, то в момент захвату коренеплоду робочим органом у напрямку осі  $O_1x_1$  діють також рушійні сили  $\bar{P}_1$  і  $\bar{P}_2$ .

Також розкладемо сили  $\bar{P}_1$  і  $\bar{P}_2$  на дві складові: нормальні  $\bar{L}_1$  і  $\bar{L}_2$  і дотичні  $\bar{S}_1$  і  $\bar{S}_2$  до поверхонь  $A_1B_1C_1$  і  $A_2B_2C_2$  відповідно.

Крім того, у точках контакту  $K_1$  і  $K_2$  діють сили тертя  $\bar{F}_{K1}$  і  $\bar{F}_{K2}$  відповідно, які протидіють проковзуванню коренеплоду по робочій поверхні клинів  $A_1B_1C_1$  і  $A_2B_2C_2$  під час його захвату вібраційним робочим органом. Вектори цих сил напрямлені протилежно вектору відносної швидкості проковзування коренеплоду по поверхні клинів.

Проконзування коренеплоду по поверхні клинів може відбуватися у напрямку дії сил  $\bar{T}_1$ ,  $\bar{T}_2$  (паралельно лініям  $B_1M_1$  та  $B_2M_2$ ) та у напрямку, протилежному дії сил  $\bar{S}_1$ ,  $\bar{S}_2$ , за рахунок сил опору ґрунту.

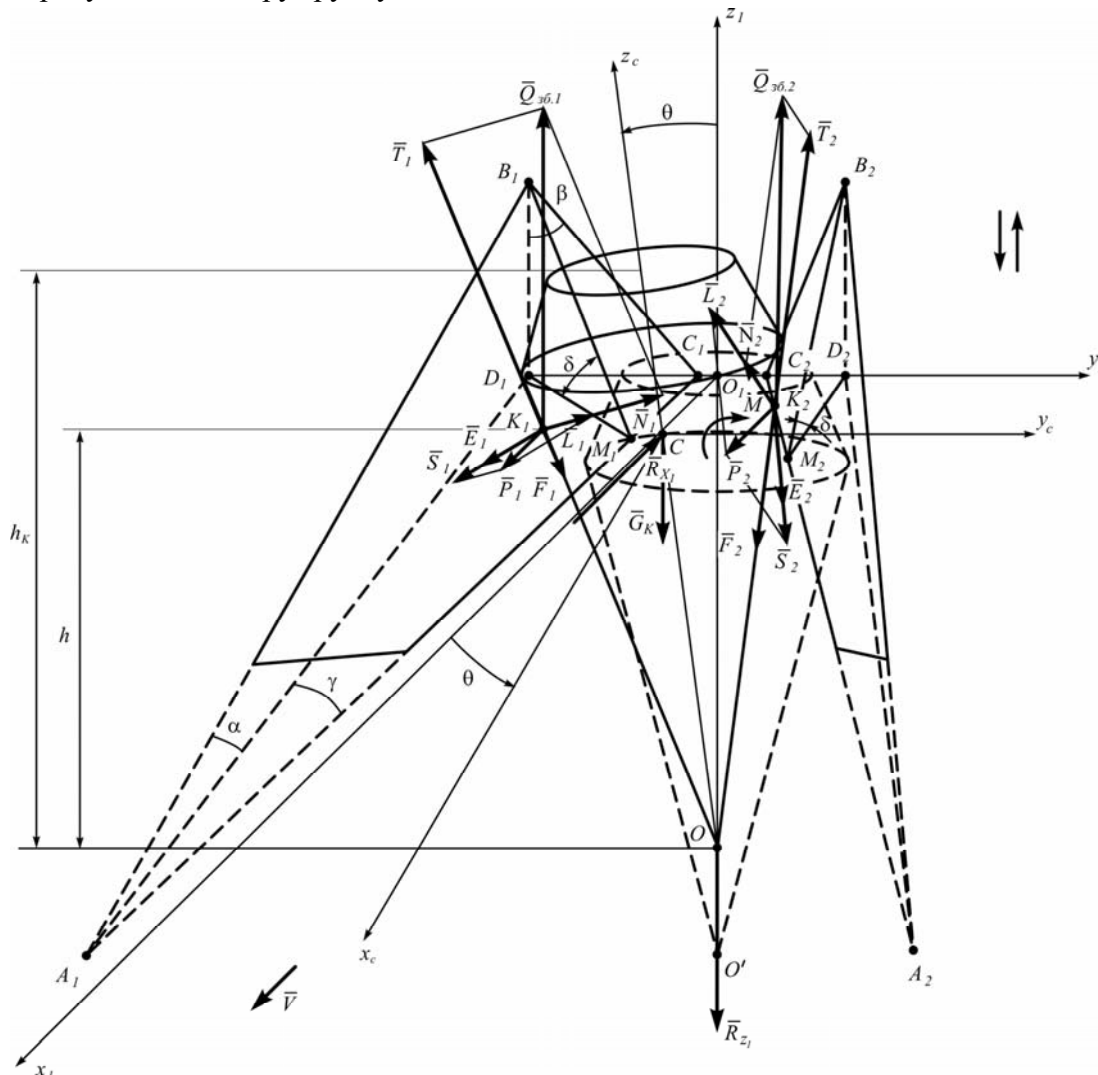


Рисунок 1 – Еквівалентна схема вібраційного викопування коренеплоду буряку з ґрунту

Тому вектор відносної швидкості проковзування коренеплоду по поверхні клинів можна розкласти на складові у зазначених вище напрямках. Отже, силу тертя  $\bar{F}_{K1}$  також можна розкласти на дві складові:  $\bar{F}_1$  – у напрямку, протилежному вектору  $\bar{T}_1$ , та  $\bar{E}_1$  – у напрямку вектора  $\bar{S}_1$ .

Аналогічно, силу тертя  $\bar{F}_{K2}$  також можна розкласти на дві складові:  $\bar{F}_2$  – у напрямку, протилежному вектору  $\bar{T}_2$ , та  $\bar{E}_2$  – у напрямку вектора  $\bar{S}_2$ .

Очевидно, що  $F_1 = F_2$ ,  $E_1 = E_2$ .

У центрі ваги коренеплоду (точка  $C$ ) діє сила ваги коренеплоду  $\bar{G}_k$ . Сили опору розпушеного ґрунту при русі коренеплоду у робочому руслі копача у напрямку осей  $O_1x_1$  та  $O_1z_1$  позначені через  $\bar{R}_{x1}$  та  $\bar{R}_{z1}$  відповідно.

При безпосередньому вилученні коренеплоду з ґрунту буде здійснюватись поворот коренеплоду навколо його центра мас  $C$  під дією пари сил опору розпушеного ґрунту. Позначимо момент цієї пари сил через  $M$ .

Сили опору розпушеного ґрунту при безпосередньому вилученні коренеплоду можна вважати залежними від швидкості руху коренеплоду у розпушеному ґрунті, або, у першому наближенні, – просто постійними величинами. Тому для спрощення математичної моделі будемо сили  $\bar{R}_{x1}$ ,  $R_{z1}$  та момент пари  $M$  вважати постійними величинами.

Складемо спочатку диференціальні рівняння руху центра мас коренеплоду (точка  $C$ ), тобто поступального руху коренеплоду вздовж осей  $O_1x_1$  і  $O_1z_1$ . Враховуючи вище приведену схему сил, диференціальне рівняння руху центра мас коренеплоду у векторній формі при його безпосередньому вилученні буде мати наступний вигляд:

$$m_k \bar{a} = \bar{N}_1 + \bar{N}_2 + \bar{L}_1 + \bar{L}_2 + \bar{F}_1 + \bar{F}_2 + \bar{E}_1 + \bar{E}_2 + \bar{G}_k + \bar{R}_{x1} + \bar{R}_{z1}, \quad (3)$$

де  $\bar{a}$  – прискорення руху центра мас коренеплоду.

Оскільки процес вилучення, як було зазначено вище, відбувається при симетричному захваті коренеплоду робочим органом, то рух коренеплоду вздовж робочого русла копача відбувається фактично у повздовжньо-вертикальній площині (площині  $x_1O_1z_1$ ), а тому векторне рівняння (3) зводиться до системи двох рівнянь у проекціях на осі  $Ox_1$  і  $Oz_1$ .

Після визначення значень усіх сил, що входять у векторне рівняння (3), та їх проекцій на осі  $Ox_1$  і  $Oz_1$  отримаємо дві наступні системи диференціальних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_1 = \frac{1}{m_k} & \left[ \frac{\cos \delta \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} + f \cos^2 \delta \sin \left( \gamma + \frac{\alpha_{K1 \max}}{2} \right) \sin \gamma + \right. \\ & + f \cos \delta \cos \left( \gamma + \frac{\alpha_{K1 \max}}{2} \right) \cos \gamma \left. \right] H \sin \omega t + \frac{2}{m_k} \times \\ & \times \left[ \frac{\sin \gamma \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} + f \sin^2 \gamma \sin \left( \gamma + \frac{\alpha_{K1 \max}}{2} \right) \cos \delta + \right. \\ & + f \sin \gamma \cos \gamma \cos \left( \gamma + \frac{\alpha_{K1 \max}}{2} \right) \left. \right] P_1 - \frac{R_{x1}}{m_k}, \\ \ddot{z}_1 = \frac{1}{m_k} & \left[ \frac{\cos \delta \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} - f \cos \delta \sin \left( \gamma + \frac{\alpha_{K1 \max}}{2} \right) \sin \delta \right] H \sin \omega t + \\ & + \frac{2}{m_k} \left[ \frac{\sin \gamma \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} - f \sin \gamma \sin \left( \gamma + \frac{\alpha_{K1 \max}}{2} \right) \sin \delta \right] P_1 - \frac{R_{z1}}{m_k} - g, \\ \omega t \in [2k\pi, 2(k+1)\pi], \quad k = 0, 1, 2, \dots \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned} m_k \ddot{x}_1 &= \frac{2P_1 \sin \gamma \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} + 2f P_1 \sin^3 \gamma \cos \delta + f P_1 \sin 2\gamma \cos \gamma - R_{x1}, \\ m_k \ddot{z}_1 &= \frac{2P_1 \sin \gamma \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} - 2f P_1 \sin^2 \gamma \sin \delta - G_k - R_{z1}, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

$$\omega t \in [(2k-1)\pi, 2k\pi], \quad k=1, 2, \dots$$

При цьому система диференціальних рівнянь (4) описує процес безпосередньо вібраційного вилучення коренеплоду цукрового буряку з ґрунту (тобто відрізок, на якому на коренеплід діє періодична збурююча сила), а система диференціальних рівнянь (5) описує процес вилучення коренеплоду з ґрунту, коли на нього не діє збурююча сила. Тобто один і той же вібраційний викопуючий робочий орган у різні проміжки часу може здійснювати процес викопування коренеплоду як звичайний лемішний копач.

Розв'яжемо отримані системи диференціальних рівнянь.

Для даних систем диференціальних рівнянь (4), (5) початкові умови будуть мати наступний вигляд:

при  $t = 0$ :

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= 0, & \dot{z}_1 &= 0, \\ x_1 &= x_{10}, & z_1 &= -\frac{1}{3}h_k. \end{aligned} \quad (6)$$

Система диференціальних рівнянь (4) є системою лінійних диференціальних рівнянь другого порядку. Як відомо, вона розв'язується в квадратурах. Для спрощення запису системи диференціальних рівнянь (4) введемо наступні позначення.

$$\begin{aligned} \frac{1}{m_k} \left[ \frac{\cos \delta \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} + f \cos^2 \delta \sin \left( \gamma + \frac{\alpha_{K1 \max}}{2} \right) \sin \gamma + \right. \\ \left. + f \cos \delta \cos \left( \gamma + \frac{\alpha_{K1 \max}}{2} \right) \cos \gamma \right] = \phi_1, \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \frac{2}{m_k} \left[ \frac{\sin \gamma \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} + f \sin^2 \gamma \sin \left( \gamma + \frac{\alpha_{K1 \max}}{2} \right) \cos \delta + \right. \\ \left. + f \sin \gamma \cos \gamma \cos \left( \gamma + \frac{\alpha_{K1 \max}}{2} \right) \right] = \psi_1, \end{aligned} \quad (8)$$

$$\frac{1}{m_k} \left[ \frac{\cos \delta \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} - f \cos \delta \sin \left( \gamma + \frac{\alpha_{K1 \max}}{2} \right) \sin \delta \right] = \phi_2, \quad (9)$$

$$\frac{2}{m_k} \left[ \frac{\sin \gamma \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} - f \sin \gamma \sin \left( \gamma + \frac{\alpha_{K1 \max}}{2} \right) \sin \delta \right] = \psi_2. \quad (10)$$

Враховуючи вирази (7)–(10), система диференціальних рівнянь (4) набуде наступного вигляду:



$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_1 &= \phi_1 H \sin \omega t + \psi_1 P_1 - \frac{R_{x1}}{m_k}, \\ \ddot{z}_1 &= \phi_2 H \sin \omega t + \psi_2 P_1 - \frac{R_{z1}}{m_k} - g. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Проінтегруємо систему диференціальних рівнянь (11). Після двохкратного інтегрування і знаходження довільних сталих отримуємо наступні розв'язки системи диференціальних рівнянь (4) у остаточному вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_1 &= -\frac{\phi_1 H}{\omega} \cos \omega t + \psi_1 P_1 t - \frac{R_{x1} t}{m_k} + \frac{\phi_1 H}{\omega}, \\ \dot{z}_1 &= -\frac{\phi_2 H}{\omega} \cos \omega t + \psi_2 P_1 t - \frac{R_{z1} t}{m_k} - g t + \frac{\phi_2 H}{\omega}. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= -\frac{\phi_1 H}{\omega^2} \sin \omega t + \frac{\psi_1 P_1 t^2}{2} - \frac{R_{x1} t^2}{2m_k} + \frac{\phi_1 H t}{\omega} + x_{10}, \\ z_1 &= -\frac{\phi_2 H}{\omega^2} \sin \omega t + \frac{\psi_2 P_1 t^2}{2} - \frac{R_{z1} t^2}{2m_k} - \frac{g t^2}{2} + \frac{\phi_2 H t}{\omega} - \frac{1}{3} h_k. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Системи рівнянь (12) і (13) відповідно описують закони зміни швидкості і переміщення центра мас коренеплоду у процесі його безпосереднього вилучення з ґрунту. З другого рівняння системи (13) можна визначити час  $t$  безпосереднього вилучення коренеплоду з ґрунту. Для цього необхідно у ліву частину зазначеного рівняння підставити значення  $z_1 = 0$  і розв'язати отримане рівняння відносно  $t$ . Оскільки рівняння є трансцендентним, то отримати аналітичний вираз для визначення  $t$  неможливо, проте його можна розв'язати на ПЕОМ за допомогою відомих чисельних методів. Обчислене значення  $t_1$  можна застосувати для визначення продуктивності агрегату для викопування коренеплодів. вібраційними викопуючими робочими органами.

Розв'яжемо далі систему диференціальних рівнянь (5). Для спрощення запису даної системи також введемо наступні позначення:

$$\frac{1}{m_k} \left( \frac{2 \sin \gamma \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} + 2f \sin^3 \gamma \cos \delta + f \sin 2\gamma \cos \gamma \right) = \psi'_1, \quad (14)$$

$$\frac{1}{m_k} \left( \frac{2 \sin \gamma \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} - 2f \sin^2 \gamma \sin \delta \right) = \psi'_2. \quad (15)$$

З урахуванням виразів (14), (15) система диференціальних рівнянь (5) набуде вигляду:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_1 &= \psi'_1 P_1 - \frac{R_{x1}}{m_k}, \\ \ddot{z}_1 &= \psi'_2 P_1 - \frac{G_k}{m_k} - \frac{R_{z1}}{m_k}, \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

$$\omega t \in [(2k-1)\pi, 2k\pi], \quad k = 1, 2, \dots$$

Після двохкратного інтегрування системи рівнянь (16) і знаходження довільних сталих отримаємо розв'язки системи диференціальних рівнянь (5) у остаточному вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_1 &= \psi'_1 P_1 t - \frac{R_{x_1}}{m_k} t, \\ \dot{z}_1 &= \psi'_2 P_1 t - \frac{G_k}{m_k} t - \frac{R_{z_1}}{m_k} t, \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

$$\omega t \in [(2k-1)\pi, 2k\pi], \quad k = 1, 2, \dots$$

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \psi'_1 P_1 \frac{t^2}{2} - \frac{R_{x_1} t^2}{2m_k} + x_{10}, \\ z_1 &= \psi'_2 P_1 \frac{t^2}{2} - \frac{G_k t^2}{2m_k} - \frac{R_{z_1} t^2}{2m_k} - \frac{1}{3} h_k, \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

$$\omega t \in [(2k-1)\pi, 2k\pi], \quad k = 1, 2, \dots$$

Системи рівнянь (17) та (18) відповідно описують закони зміни швидкості і переміщення центра мас коренеплоду у процесі його безпосереднього вилучення з ґрунту при відсутності дії збурюючої сили.

Складемо далі диференціальне рівняння повороту коренеплоду навколо його центра мас, або навколо умовної осі  $Cy_c$ , яка проходить через центр мас (точку  $C$ ) паралельно осі  $O_1y_1$ . Згідно [8], зазначене рівняння у загальному вигляді буде мати такий вигляд:

$$I_{y_c} \frac{d^2\theta}{dt^2} = M_{y_c}^e, \quad (19)$$

де  $\theta$  – кут повороту коренеплоду навколо осі  $Cy_c$ ;

$I_{y_c}$  – момент інерції коренеплоду відносно осі  $Cy_c$ ;

$M_{y_c}^e$  – обертальний момент навколо осі  $Cy_c$  (сума моментів усіх зовнішніх сил, що діють на коренеплід, відносно осі  $Cy_c$ ).

Момент інерції  $I_{y_c}$  коренеплоду відносно осі  $Cy_c$  визначається згідно [8] з такого виразу:

$$I_{y_c} = \left( \frac{3}{80} + \frac{3}{20} tg^2 \varepsilon \right) m_k h_k^2. \quad (20)$$

Підставляючи вирази (2), (20) у диференціальне рівняння (19) і виконуючи необхідні перетворення отримаємо диференціальне рівняння повороту коренеплоду навколо осі  $Cy_c$  при безпосередньому вібраційному вилученні з ґрунту (тобто при дії на нього збурюючої сили), яке має наступний вигляд:

$$\begin{aligned} \left( \frac{3}{80} + \frac{3}{20} tg^2 \varepsilon \right) m_k h_k^2 \frac{d^2\theta}{dt^2} &= -H(-h_k + h - z_1) \sin\theta \sin\omega t + 2P_1 \cos\theta(-h_k + h - z_1) + \\ &+ 2 \left( \frac{1}{2} f H \cos\delta \sin\omega t + f P_1 \sin\gamma \right) \sin(\gamma + \alpha_{K1 \max} \sin\omega t) \cos\varepsilon(-h_k + h - z_1) \sin\theta + \\ &+ 2 \left( \frac{1}{2} f H \cos\delta \sin\omega t + f P_1 \sin\gamma \right) \cos(\gamma + \alpha_{K1 \max} \sin\omega t) \cos\gamma(-h_k + h - z_1) \cos\theta - \\ &- M, \end{aligned} \quad (21)$$

$$\omega t \in [2k\pi, (2k+1)\pi], \quad k = 0, 1, 2, \dots$$

Диференціальне рівняння повороту коренеплоду навколо осі  $Cy_c$  при звичайному вилученні (тобто при відсутності збурюючої сили), має наступний вигляд:

$$\left(\frac{3}{80} + \frac{3}{20}tg^2\varepsilon\right)m_k h_k^2 \frac{d^2\theta}{dt^2} = 2P_1 \cos\theta(-h_k + h - z_1) + 2fP_1 \sin^2\gamma \times \\ \times \cos\varepsilon(-h_k + h - z_1)\sin\theta + fP_1 \sin 2\gamma \cos\gamma(-h_k + h - z_1)\cos\theta - M, \quad (22)$$

$$\omega t \in [(2k-1)\pi, 2k\pi], \quad k = 1, 2, \dots$$

Проаналізуємо отримані диференціальні рівняння (21) і (22). Диференціальне рівняння (21) є нелінійним. Розв'язати його можна наближеними чисельними методами з застосуванням ПЕОМ, причому для кожного кроку застосування чисельного алгоритму значення  $z_1$  необхідно знаходити з другого рівняння системи (13) для відповідного моменту часу  $t_k$ . Диференціальне рівняння (22) через входження в нього величини  $z_1$ , яка є змінною, також є нелінійним, і для кожного моменту часу  $t_k$  згадану величину  $z_1$  необхідно визначати з другого рівняння системи (18).

Таким чином, остаточно можна вважати, що розроблені основні положення процесу безпосереднього вилучення коренеплоду з ґрунту при вібраційному його викопуванні. Отримані результати дають можливість визначати кінематичні режими вібраційного викопування коренеплодів з умов їхнього непошкодження та конструктивні параметри вібраційних викопуючих органів.

### Висновки:

1. Складені дві системи диференціальних рівнянь, що описують плоскопаралельний рух коренеплоду у ґрунті при його безпосередньому вилученні, який здійснюється під дією вертикальної збурюючої сили, що надається коренеплоду від вібраційного викопуючого органу, та тягового зусилля, що виникає внаслідок поступального руху копача.

2. Розв'язок даних диференціальних рівнянь надає можливість знаходити закон руху коренеплоду у повздовжньо-вертикальній площині при безпосередньому вилученні з ґрунту.

3. Отримані результати дають також можливість визначати кінематичні режими вібраційного викопування коренеплодів з умов їхнього непошкодження та знаходити раціональні конструктивні параметри вібраційних викопуючих робочих органів.

### Список літератури

1. Василенко П.М. Вибрационный способ уборки корнеплодов / П.М. Василенко, Л.В. Погорель, В.В. Брей // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1970. – №2. – С.9 – 13.
2. Свеклоборочные машины (конструирование и расчет) // Л.В. Погорель, Н.В. Татьяна, В.В. Брей и др.; под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1983. – 168 с.
3. Булгаков В.М. Теорія вібраційного викопування коренеплодів / В.М. Булгаков, І.В. Головач, Д.Г. Войтюк. – Збірник наукових праць Національного аграрного університету “Механізація сільськогосподарського виробництва”, 2003. – Том XIV. – С. 34 – 86.
4. Булгаков В.М. Теорія поперечних коливань коренеплоду при вібраційному викопуванні / В.М. Булгаков, І.В. Головач, Д.Г. Войтюк. // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Випуск 18. – Мелітополь, 2004. – С. 8 – 24.
5. Булгаков В.М. Про вимушені поперечні коливання тіла коренеплоду при вібраційному викопуванні / В.М. Булгаков, І.В. Головач // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: Збірник наукових праць. – Випуск 39. – Харків: ХНТУСГ, 2005. – С. 23 – 39.
6. Булгаков В.М. Розробка математичної моделі вилучення коренеплоду з ґрунту / В.М. Булгаков, І.В. Головач // Техніка АПК, 2006. – №6-7. – С. 36 – 38; №8. – С. 25-28; №9-10. – С. 47 – 49.
7. Булгаков В.М. Уточнена теорія викопуючого робочого органу лемішного типу / В.М. Булгаков, І.В. Головач // Вісник аграрної науки Причорномор'я. Спеціальний випуск 4(18). – Том I. – Миколаїв: МДАУ, 2002. – С. 37–63.
8. Бутенин Н.В. Курс теоретической механики. Том II. Динамика / Н.В. Бутенин, Я.Л. Лунц, Д.Р. Меркин. – М.: Наука, 1985. – 496 с.

*В.Булгаков, И.Головач, Н.Свирень, И.Киров*

**Основные принципы теории вибрационного выкапывания корнеплодов**

Разработаны основные положения теории извлечения корнеплода из почвы, осуществляемого под действием вертикальной возмущающей силы и тягового усилия, которые передаются ему от вибрационного выкапывающего рабочего органа. Получена системы дифференциальных уравнений, решение которых дало возможность определить закон движения корнеплода в процессе его непосредственного вибрационного извлечения.

*V.Bulgakov, I.Holovach, M.Sviren, I.Kirov*

**Theory of a root crop direct extraction from soil at vibrational digging up**

The new mathematical model which describes process of a beet root crop direct extraction from soil, realized under act of a vertical disturbing force and a tractive force which are transmitted a root crop from a vibrational digging out end-effector is developed. The system of the differential equations which solution has enabled to determine the law of a root crop movement during its direct vibrational extraction is received.

Одержано 14.09.11

**УДК 631.3.02: 004.358.001.891.57**

**В.І. Кравчук, чл.-кор. НААНУ, проф., д-р техн. наук, В.П. Давидюк, канд. техн. наук**

*Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва ім. Л. Погорілого*

## **Аналітичне відображення кінематичного зв'язку, як передумова створення теоретичних моделей взаємодії пружно – в'язких елементів механічної системи**

У статті наведено уніфікована система рівнянь кінематичного зв'язку, використання якої відкриває можливість створення компонент поступального прискорення та енергії взаємодії елементів будь – якої механічної системи.

**робочий елемент машини, об'єкт сировини, режим функціонування**

**Постановка проблеми.** Проблема кінематичного зв'язку елементів механічної системи в аналітичній формі частково висвітлена в наукових працях [1, 2, 3, 4 та ін.]. Там же формалізація кінематичного зв'язку матеріальної точки і елемента машини, як умови обмеження руху, аналітично виражається рівнянням поверхні елемента машини

$$f(x, y, z) = 0, \quad (1)$$

при цьому, якщо поверхня змінюється, то такий зв'язок набуває вигляду:

$$f(x, y, z, t) = 0, \quad (2)$$

тобто залежить також і від часу. Також в загальній формі приводиться аналітична

*В.Булгаков, И.Головач, Н.Свирень, И.Киров*

**Основные принципы теории вибрационного выкапывания корнеплодов**

Разработаны основные положения теории извлечения корнеплода из почвы, осуществляемого под действием вертикальной возмущающей силы и тягового усилия, которые передаются ему от вибрационного выкапывающего рабочего органа. Получена системы дифференциальных уравнений, решение которых дало возможность определить закон движения корнеплода в процессе его непосредственного вибрационного извлечения.

*V.Bulgakov, I.Holovach, M.Sviren, I.Kirov*

**Theory of a root crop direct extraction from soil at vibrational digging up**

The new mathematical model which describes process of a beet root crop direct extraction from soil, realized under act of a vertical disturbing force and a tractive force which are transmitted a root crop from a vibrational digging out end-effector is developed. The system of the differential equations which solution has enabled to determine the law of a root crop movement during its direct vibrational extraction is received.

Одержано 14.09.11

**УДК 631.3.02: 004.358.001.891.57**

**В.І. Кравчук, чл.-кор. НААНУ, проф., д-р техн. наук, В.П. Давидюк, канд. техн. наук**

*Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва ім. Л. Погорілого*

## **Аналітичне відображення кінематичного зв'язку, як передумова створення теоретичних моделей взаємодії пружно – в'язких елементів механічної системи**

У статті наведено уніфікована система рівнянь кінематичного зв'язку, використання якої відкриває можливість створення компонент поступального прискорення та енергії взаємодії елементів будь – якої механічної системи.

**робочий елемент машини, об'єкт сировини, режим функціонування**

**Постановка проблеми.** Проблема кінематичного зв'язку елементів механічної системи в аналітичній формі частково висвітлена в наукових працях [1, 2, 3, 4 та ін.]. Там же формалізація кінематичного зв'язку матеріальної точки і елемента машини, як умови обмеження руху, аналітично виражається рівнянням поверхні елемента машини

$$f(x, y, z) = 0, \quad (1)$$

при цьому, якщо поверхня змінюється, то такий зв'язок набуває вигляду:

$$f(x, y, z, t) = 0, \quad (2)$$

тобто залежить також і від часу. Також в загальній формі приводиться аналітична

умова обмеження руху, виражена рівняннями, які пов'язують між собою координати, швидкості точок системи та час.

Аналіз, проведений за методами диференціальної геометрії, свідчить, що дотик матеріальної точки з поверхнею (1) має третій, а із сферичною площиною четвертий порядок малювання. Нехтуючи геометричними параметрами ми неправомірно позбавляємо об'єкт малих розмірів можливості займати певний простір, тобто ігноруємо об'єктивною формою його існування. А це означає, що відповідні елементи реальної механічної системи не відображаються у свідомості та моделях образами геометричного простору видозміненої перспективи. За відсутності геометричних параметрів матеріальної точки активна та реактивна компоненти сили співпадають з траєкторією руху, тому визначати коефіцієнт Лагранжа немає необхідності, оскільки права частина створених аналітичних моделей є узагальнена побічна дія на досліджуваний об'єкт, одночасно ж ліва – є кінематичними компонентами не досліджуваного об'єкта, а точки площини, яка немає нічого спільного з правою.

Отже, на сьогодні аналітичне зображення взаємодії робочого елемента машини з об'єктами сировини, визначення режимів їх функціонування без врахування фізико - механічних властивостей не співвідноситься із сучасними вимогами наукового обґрунтування параметрів машини.

Тому, **метою наукового дослідження** є розробка загально – теоретичних положень кінематичного зв'язку пружно - в'язких елементів механічної системи.

**Об'єктом дослідження** є взаємодія робочого елемента машини та об'єкта сировини. Для цього конкретизуємо прийняті поняття та визначення:

- координатна система з певним масштабом осей та часом, пов'язана із тілом відліку, що рухається відносно абсолютної системи поступально, прямолінійно і рівномірно є інерційна; якщо рух тіла відліку з координатною системою прискорений, то така система приймається за неінерційну [3, 5 та ін.];

- сукупність робочого елемента машини та об'єкта сировини, що взаємодіють в полі земного тяжіння, властивості яких не перечать властивостям реальних тіл, є замкнута механічна система (в подальшому механічна система);

- за конфігурацію механічної системи приймаємо сукупність взаємних положень її елементів, аналітично описаних квазі –  $(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_n)$  чи узагальненими  $(q_1, q_2, \dots, q_n)$  координатами, певні значення яких співвідносяться з однозначними положення системи і навпаки;

- створена в неінерційній системі координат система аналітичних моделей є сукупність нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку в частинних похідних із змінними коефіцієнтами, в якій час є незалежним змінним параметром, а квазі – та узагальнені координати елементів механічної системи – залежними змінними, які за сукупністю з початковими умовами однозначно визначають попередній, теперішній та майбутній стан системи за будь – який проміжок часу;

- кінематичні рівняння зв'язку елементів механічної системи є поєднана математичними операторами символічна сукупність не тільки геометричних та кінематичних параметрів елементів, що утворюють замкнену механічну систему, але і фізико – механічних та інших параметрів, доданих окремою умовою.

- зв'язок елементів механічної системи, за Г. Герцом [6], є голономним, якщо всі можливі її положення не залежать від інших координат

$$dq_i = \sum \frac{\partial f_i}{\partial q_i} dq_i, \quad (3)$$

при цьому наявність принаймні одного диференціального співвідношення між ними

$$dq_j = \sum_{i=1}^k a_{ij} dq_i + a_j dt = 0, (i=1,2,3...,n) \quad (4)$$

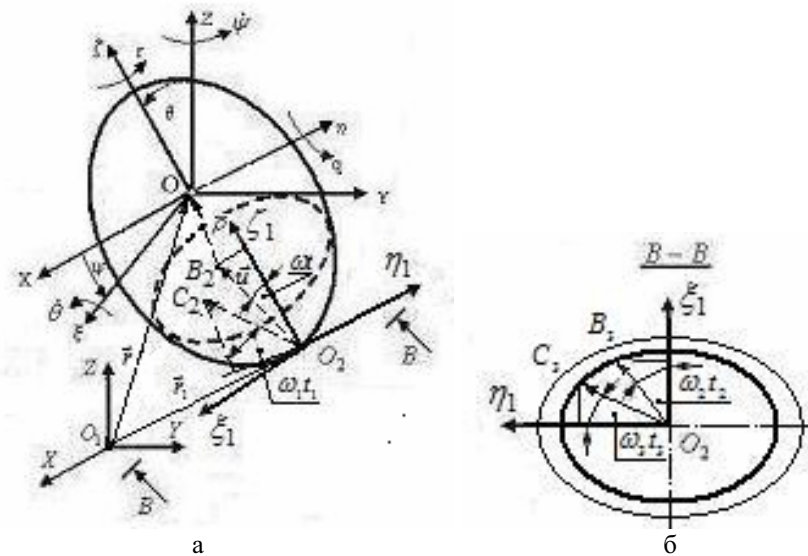
де коефіцієнти  $a_{ij}$  та  $a_j$  є неперервними функціями координат, швидкостей та часу, обумовлює неголономність системи;

– оскільки дотику елементів механічної системи є з'єднання координат, тобто якщо  $q_i$  є координати  $i$ -го елемента, а  $q_j$  – координати  $j$ -го елемента, то з'єднання між ними аналітично виражається в тому, що одній чи декільком парам значень індексів  $i$  та  $j$  координат  $q_i$  і  $q_j$  їх диференціали або швидкості та прискорення за протилежними напрямкам будуть рівні:

$$q_i + q_j = 0; dp_i + dp_j = 0; \dot{q}_i + \dot{q}_j = 0; \ddot{q}_i + \ddot{q}_j = 0 \quad (5)$$

– квазікоординати є кінематичні характеристики, представлені кутами Ейлера та їх похідними за часом, які відрізняються від узагальнених швидкостей  $\dot{\theta}, \dot{\psi}, \dot{\phi}$  тим, що вони не є повними похідними за часом узагальнених координат;

Для створення моделі енергії прискорень з компонентами деформації елементів механічної системи розмістимо в центрі інерції об'єкта сировини неінерційну систему координат  $O\xi\eta\zeta$  (рис. 1.), при цьому осі  $O\xi, O\eta, O\zeta$  сумістимо з головними осями інерції, а вісь  $O\xi$  направимо по лінії вузлів, тобто по лінії перетину площин  $\zeta O\xi$  та  $Z O\xi$ . Крім того, в центрі інерції об'єкта сировини розмістимо інерційну систему координат  $OXYZ$ , так щоб вісь  $OX$  була паралельною поздовжній осі  $O_1X$ , а вісь  $OZ$  – перпендикулярною до неї. Символом  $\theta$  позначимо кут між площинами  $\zeta O\xi$  і  $Z O\xi$ ,  $\psi$  – кут утворений площинами  $Z OX$  та  $Z O\xi$ .



а – зображення у вертикальній площині; б – вид за стрілками В;  $\omega t, \omega_1 t_1, \omega_2 t_2, \omega_3 t_3$  – кути деформації речовини об'єкта сировини у вертикальній та горизонтальній площинах;  
 $\vec{\rho}, \vec{r}, \vec{u}_r, \vec{r}_1$  – радіус – вектор центра інерції  $O$  об'єкта сировини, абсолютний і відносний радіуси – вектори деформації його речовини та абсолютний радіус – вектор точки  $O_2$  дотику елементів механічної системи.

Рисунок 1 – Розрахункова схема деформації об'єкта сировини

При такому розміщенні систем відліку кути  $\theta$  і  $\psi$  будуть визначати положення неінерційної системи координат  $O\xi\eta\zeta$  відносно інерційної  $OXYZ$ . Іншу інерційну координатну систему  $O_1XYZ$  правої орієнтації нерухомо поєднаємо з рамою машини.

Тоді, між радіусом – вектором  $\vec{\rho}$  центра інерції  $O$ , абсолютним  $\vec{r}$  і відносним  $\vec{u}$  радіусами – векторами деформації речовини об'єкта сировини та абсолютним  $\vec{r}_1$  радіусом – вектором точки  $O_2$  дотику елементів механічної системи існує залежність:

$$\vec{r} = \vec{r}_1 + \vec{u} + \vec{\rho}. \quad (6)$$

За методом диференціювання співвідношення (6) абсолютну похідну  $\dot{\vec{r}}$  виразимо через похідні радіусів – векторів  $\vec{r}_1, \vec{U}_r, \vec{\rho}$ , при цьому похідну радіуса – вектора  $\vec{\rho}$ , як швидкість об'єкта із нерухомою точкою в неінерційній системі  $O\xi\eta\zeta$ , представимо векторним добутком  $\vec{\omega}_e \times \vec{\rho}$ . Оскільки радіус – вектор  $\vec{u}$  змінний як за модулем так і за напрямком, то запишемо:

$$\dot{\vec{r}} = \dot{\vec{r}}_1 + \vec{\omega}_e \times \vec{\rho} + \dot{\vec{U}}_r, \quad (7)$$

де  $\dot{\vec{u}}_r = \vec{\omega}_r \times \vec{U}_r + \dot{\vec{U}}_r$ ;

$\vec{U}_r$  - радіус – вектор деформації;

$\vec{\omega}_r, \dot{\vec{U}}_r$ , – кутова та лінійна швидкості деформації.

Перша компонента правої частини рівняння (7) направлена по самому радіусу – вектору  $\vec{r}_1$  і є поступальною компонентою, яка характеризує бистроту зміни його модуля, а друга, розмірністю  $м с^{-1}$ , перпендикулярна до радіуса – вектора  $\vec{r}_1$ , є тангенціальною компонентою, яка характеризує бистроту зміни напрямку або повороту радіуса – вектора  $\vec{r}_1$ . Третя компонента є швидкість зміни радіуса – вектора  $\vec{u}$  деформації околу дотику об'єкта сировини за часом в неінерційній системі координат з початком в точці дотику елементів механічної системи (на схемі не зображена).

Далі, за повторним диференціюванням рівності (7) визначимо прискорення абсолютного радіуса – вектора  $\vec{r}$ :

$$\ddot{\vec{r}} = \ddot{\vec{r}}_1 + \dot{\vec{\omega}}_e \times \vec{\rho} + \vec{\omega}_e \times (\vec{\omega}_e \times \vec{\rho}) + \dot{\vec{\omega}}_r \times \vec{U}_r + \vec{\omega}_r \times (\vec{\omega}_r \times \vec{U}_r + \dot{\vec{U}}_r) + \vec{\omega}_r \times \dot{\vec{U}}_r + \ddot{\vec{U}}_r, \quad (8)$$

яке в кінцевому варіанті набуває вигляду:

$$\ddot{\vec{r}} = \ddot{\vec{r}}_1 + \dot{\vec{\omega}}_e \times \vec{\rho} + \vec{\omega}_e \times (\vec{\omega}_e \times \vec{\rho}) + \vec{\omega}_r \times \vec{U}_r + \vec{\omega}_r \times (\vec{\omega}_r \times \vec{U}_r) + 2\vec{\omega}_r \times \dot{\vec{U}}_r + \ddot{\vec{U}}_r. \quad (9)$$

Перша компонента правої частини рівняння (9) відображає поступальне прискорення вздовж вектора  $\vec{r}_1$ , друга і третя – тангенціальне та доцентрове прискорення об'єкта сировини, четверта, п'ята, шоста і сьома компоненти – відповідно тангенціальне, доцентрове, коріолісове та поступальне прискорення деформації околу дотику об'єкта сировини.

Тоді за векторним рівнянням (7) система рівнянь кінематичного зв'язку абсолютно твердих елементів механічної системи [4]

$$\dot{\xi} + q\zeta - r\eta = \dot{X}_\xi;$$

$$\dot{\eta} + r\xi - p\zeta = \dot{Y}_\eta;$$



$$\dot{\zeta} + p\eta - q\xi = \dot{Z}_\zeta \quad (10)$$

з пружно – в'язкими властивостями, які взаємодіють в полі земного тяжіння набула конфігурації:

$$\begin{aligned} \dot{\xi} + \left(\frac{\partial U_\xi}{\partial t} + U_\xi \omega\right) + [q - \left(\frac{\partial \dot{U}_\xi}{\partial U_\zeta} + \frac{\partial \dot{U}_\zeta}{\partial U_\xi}\right)](\zeta - U_\zeta) - [r - \left(\frac{\partial \dot{U}_\xi}{\partial U_\eta} + \frac{\partial \dot{U}_\eta}{\partial U_\xi}\right)](\eta - U_\eta) &= \dot{X}_\xi; \\ \dot{\eta} + \left(\frac{\partial U_\eta}{\partial t} + U_\eta \omega\right) + [r - \left(\frac{\partial \dot{U}_\eta}{\partial U_\xi} + \frac{\partial \dot{U}_\xi}{\partial U_\eta}\right)](\xi - U_\xi) - [p - \left(\frac{\partial \dot{U}_\eta}{\partial U_\zeta} + \frac{\partial \dot{U}_\zeta}{\partial U_\eta}\right)](\zeta - U_\zeta) &= \dot{Y}_\eta; \end{aligned}$$

$$\dot{\zeta} + \left(\frac{\partial U_\zeta}{\partial t} + U_\zeta \omega\right) + [p - \left(\frac{\partial \dot{U}_\zeta}{\partial U_\eta} + \frac{\partial \dot{U}_\eta}{\partial U_\zeta}\right)](\eta - U_\eta) - [q - \left(\frac{\partial \dot{U}_\zeta}{\partial U_\xi} + \frac{\partial \dot{U}_\xi}{\partial U_\zeta}\right)](\xi - U_\xi) = \dot{Z}_\zeta, \quad (11)$$

де  $U_\xi, U_\eta, U_\zeta; \left(\frac{\partial U_\xi}{\partial t} + U_\xi \omega\right), \left(\frac{\partial U_\eta}{\partial t} + U_\eta \omega\right), \left(\frac{\partial U_\zeta}{\partial t} + U_\zeta \omega\right)$  – компоненти деформації, поступальної швидкості деформації об'єкта сировини;

$$\frac{\partial \dot{U}_\xi}{\partial U_\zeta} + \frac{\partial \dot{U}_\zeta}{\partial U_\xi}; \quad \frac{\partial \dot{U}_\eta}{\partial U_\xi} + \frac{\partial \dot{U}_\xi}{\partial U_\eta}; \quad \frac{\partial \dot{U}_\eta}{\partial U_\zeta} + \frac{\partial \dot{U}_\zeta}{\partial U_\eta}; \quad \frac{\partial \dot{U}_\zeta}{\partial U_\eta} + \frac{\partial \dot{U}_\eta}{\partial U_\zeta}; \quad \frac{\partial \dot{U}_\zeta}{\partial U_\xi} + \frac{\partial \dot{U}_\xi}{\partial U_\zeta} \quad -$$

компоненти кутової швидкості деформації в площинах  $O\xi\xi, O\eta\xi, O\xi\eta, O\zeta\eta, O\eta\zeta, O\xi\zeta$ ;

$\xi, \eta, \zeta; \dot{\xi}, \dot{\eta}, \dot{\zeta}; p, q, r$  – координати поверхні, компоненти поступальної та кутової швидкостей об'єкта сировини;

$\dot{X}_\xi, \dot{Y}_\eta, \dot{Z}_\zeta$  – компоненти поступальної швидкості робочого елемента машини в неінерційній системі координат, які визначаються за системою рівнянь ортогонального перетворення [4]:

$$\begin{aligned} \dot{X}_\xi &= a_{11}\dot{X} + a_{21}\dot{Y} + a_{31}\dot{Z}; \\ \dot{Y}_\eta &= a_{12}\dot{X} + a_{22}\dot{Y} + a_{32}\dot{Z}; \\ \dot{Z}_\zeta &= a_{13}\dot{X} + a_{23}\dot{Y} + a_{33}\dot{Z}, \end{aligned} \quad (12)$$

де  $a_{11} = \cos \psi \cos \varphi - \sin \psi \sin \varphi \cos \theta$ ;

$a_{21} = \sin \psi \cos \varphi + \cos \psi \sin \varphi \cos \theta$ ;

$a_{31} = \sin \varphi \sin \theta$ ;

$a_{12} = -\cos \psi \sin \varphi - \sin \psi \cos \varphi \cos \theta$ ;

$a_{22} = -\sin \psi \sin \varphi + \cos \psi \cos \varphi \cos \theta$ ;

$a_{32} = \cos \varphi \sin \theta$ ;

$a_{13} = \sin \psi \sin \theta$ ;

$a_{23} = -\cos \psi \sin \theta$ ;

$a_{33} = \cos \theta$ ,

(13)

в якій  $a_{ij}$  ( $i = 1, 2, 3; j = 1, 2, 3$ ) – напрямні косинуси кутів Ейлера;

$\dot{X}, \dot{Y}, \dot{Z}$  – компоненти поступальної швидкості робочого елемента машини в інерційній системі координат, визначені за методом диференціювання системи рівнянь геометричного зв'язку, неявну форму якого в загальному формалізували рівнянням гравітаційної сферичної хвилі:

$$X^2 + Y^2 + Z^2 = \left( \frac{gt^2}{2} \right)^2, \quad (14)$$

де  $X, Y, Z; g, t$  – відповідно координати дотику робочого елемента, прискорення земного тяжіння та час в інерційній системі координат.

Координати точки дотику об'єкта сировини  $(\xi, \eta, \zeta)$  визначаються за його рівнянням поверхні, яку описали виразом еліпсоїда обертання [2]:

$$\frac{\xi^2 + \eta^2}{h^2} + \frac{\zeta^2}{R^2} = 1, \quad (15)$$

де  $R, h; \xi, \eta, \zeta$  – відповідно радіус, висота еліпсоїдальної частини об'єкта сировини та координати його поверхні, а компоненти його кутової швидкості  $(p, q, r)$  за кінематичними рівняннями Ейлера [4]:

$$\begin{aligned} p &= \dot{\psi} \sin \theta \sin \varphi + \dot{\theta} \cos \varphi; \\ q &= \dot{\psi} \sin \theta \cos \varphi - \dot{\theta} \sin \varphi; \\ r &= \dot{\varphi} + \dot{\psi} \cos \theta, \end{aligned} \quad (16)$$

І далі, на основі векторного співвідношення (9), після повторного диференціювання системи (11) та врахування обертання неінерційної системи координат  $O\xi\eta\zeta$ , компоненти поступального прискорення  $(\ddot{\xi}, \ddot{\eta}, \ddot{\zeta})$  представимо в такому вигляді:

$$\begin{aligned} \ddot{\xi} &= -\left( \frac{\partial^2 U_\xi}{\partial t^2} + 2 \frac{\partial U_\xi}{\partial t} \frac{\partial \dot{U}_\xi}{\partial U_\xi} + U_\xi \frac{\partial^2 \dot{U}_\xi}{\partial U_\xi^2} \right) - \left[ \dot{q} - \left( \frac{\partial^2 \dot{U}_\xi}{\partial U_\xi^2} + \frac{\partial^2 \dot{U}_\zeta}{\partial U_\xi^2} \right) \right] (\zeta - U_\zeta) - \left[ q - \left( \frac{\partial \dot{U}_\xi}{\partial U_\xi} + \frac{\partial \dot{U}_\zeta}{\partial U_\xi} \right) \right] \times \\ &\times \left( \zeta - \frac{\partial U_\zeta}{\partial t} \right) + \left[ \dot{r} - \left( \frac{\partial^2 \dot{U}_\xi}{\partial U_\xi^2} + \frac{\partial^2 \dot{U}_\eta}{\partial U_\xi^2} \right) \right] (\eta - U_\eta) + \left[ r - \left( \frac{\partial \dot{U}_\xi}{\partial U_\xi} + \frac{\partial \dot{U}_\eta}{\partial U_\xi} \right) \right] \left( \dot{\eta} - \frac{\partial U_\eta}{\partial t} \right) + \ddot{X}_\xi + Q\dot{\zeta} - R\dot{\eta}; \\ \ddot{\eta} &= -\left( \frac{\partial^2 U_\eta}{\partial t^2} + 2 \frac{\partial U_\eta}{\partial t} \frac{\partial \dot{U}_\eta}{\partial U_\eta} + U_\eta \frac{\partial^2 \dot{U}_\eta}{\partial U_\eta^2} \right) - \left[ \dot{r} - \left( \frac{\partial^2 \dot{U}_\eta}{\partial U_\eta^2} + \frac{\partial^2 \dot{U}_\xi}{\partial U_\eta^2} \right) \right] (\xi - U_\xi) - \left[ r - \left( \frac{\partial \dot{U}_\eta}{\partial U_\xi} + \frac{\partial \dot{U}_\xi}{\partial U_\eta} \right) \right] \times \\ &\times \left( \xi - \frac{\partial U_\xi}{\partial t} \right) + \left[ \dot{p} - \left( \frac{\partial^2 \dot{U}_\eta}{\partial U_\xi^2} + \frac{\partial^2 \dot{U}_\zeta}{\partial U_\eta^2} \right) \right] (\zeta - U_\zeta) + \left[ p - \left( \frac{\partial \dot{U}_\eta}{\partial U_\xi} + \frac{\partial \dot{U}_\zeta}{\partial U_\eta} \right) \right] \left( \zeta - \frac{\partial U_\zeta}{\partial t} \right) + \ddot{Y}_\eta + R\dot{\xi} - P\dot{\zeta}; \\ \ddot{\zeta} &= -\left( \frac{\partial^2 U_\zeta}{\partial t^2} + 2 \frac{\partial U_\zeta}{\partial t} \frac{\partial \dot{U}_\zeta}{\partial U_\zeta} + U_\zeta \frac{\partial^2 \dot{U}_\zeta}{\partial U_\zeta^2} \right) - \left[ \dot{p} - \left( \frac{\partial^2 \dot{U}_\zeta}{\partial U_\xi^2} + \frac{\partial^2 \dot{U}_\eta}{\partial U_\zeta^2} \right) \right] (\eta - U_\eta) - \left[ p - \left( \frac{\partial \dot{U}_\zeta}{\partial U_\xi} + \frac{\partial \dot{U}_\eta}{\partial U_\zeta} \right) \right] \times \\ &\times \left( \eta - \frac{\partial U_\eta}{\partial t} \right) + \left[ \dot{q} - \left( \frac{\partial^2 \dot{U}_\zeta}{\partial U_\xi^2} + \frac{\partial^2 \dot{U}_\xi}{\partial U_\zeta^2} \right) \right] (\xi - U_\xi) + \left[ q - \left( \frac{\partial \dot{U}_\zeta}{\partial U_\xi} + \frac{\partial \dot{U}_\xi}{\partial U_\zeta} \right) \right] \left( \xi - \frac{\partial U_\xi}{\partial t} \right) + \ddot{Z}_\zeta + P\dot{\eta} - Q\dot{\xi}. \end{aligned} \quad (17)$$

де  $P, Q, R$  – компоненти кутової швидкості неінерційної системи координат  $O\xi\eta\zeta$ , визначені за кінематичними рівняннями Ейлера при  $\varphi = 0$  [4]:

$$P = \dot{\theta}; \quad Q = \dot{\psi} \sin \theta; \quad R = qctq\theta. \quad (18)$$

Компоненти прискорення  $(\ddot{X}, \ddot{Y}, \ddot{Z})$  робочого елемента механічної системи також знаходимо за повторним диференціюванням системи рівнянь (14) в параметричній формі, при цьому їх проекції по осях  $O\xi, O\eta, O\zeta$  опишемо системою рівнянь ортогонального перетворення [4]:

$$\begin{aligned} \ddot{X}_\xi &= a_{11}\ddot{X} + a_{21}\ddot{Y} + a_{31}\ddot{Z}; \\ \ddot{Y}_\eta &= a_{12}\ddot{X} + a_{22}\ddot{Y} + a_{32}\ddot{Z}; \\ \ddot{Z}_\zeta &= a_{13}\ddot{X} + a_{23}\ddot{Y} + a_{33}\ddot{Z}, \end{aligned} \quad (19)$$

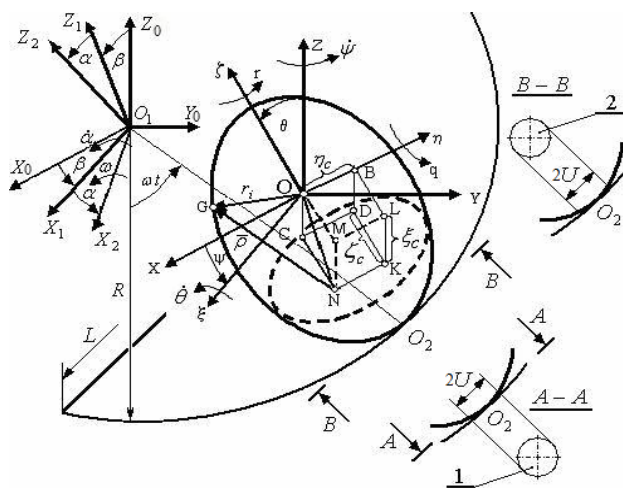
де  $\ddot{X}, \ddot{Y}, \ddot{Z}$  – компоненти прискорення робочого елемента в системі  $OXYZ$ .

Тоді поступальна компонента  $S_n$  енергії прискорень замкнутої механічної системи за підстановкою компонент (17) може бути описана співвідношенням:

$$S_n = \frac{1}{2} m_i (\ddot{\xi}^2 + \ddot{\eta}^2 + \ddot{\zeta}^2), \quad (20)$$

в якій  $\ddot{\xi}, \ddot{\eta}, \ddot{\zeta}; m_i$  – відповідно компоненти поступального прискорення та маса елементів механічної системи по осях  $O\xi, O\eta, O\zeta$ , кг,  $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$ .

**Достовірність** наведених положень підтверджується за чисельним моделювання руху об'єкта сировини еліпсоїдної форми обертання по внутрішній поверхні циліндра (рис. 2). При цьому створення системи шістнадцяти диференціальних рівнянь другого порядку в частинних похідних із змінними коефіцієнтами провели на основі системи рівнянь кінематичного зв'язку (11). За розробленим пакетом прикладних програм проведено дослідження впливу обертання внутрішньої поверхні циліндра на коренеплід.

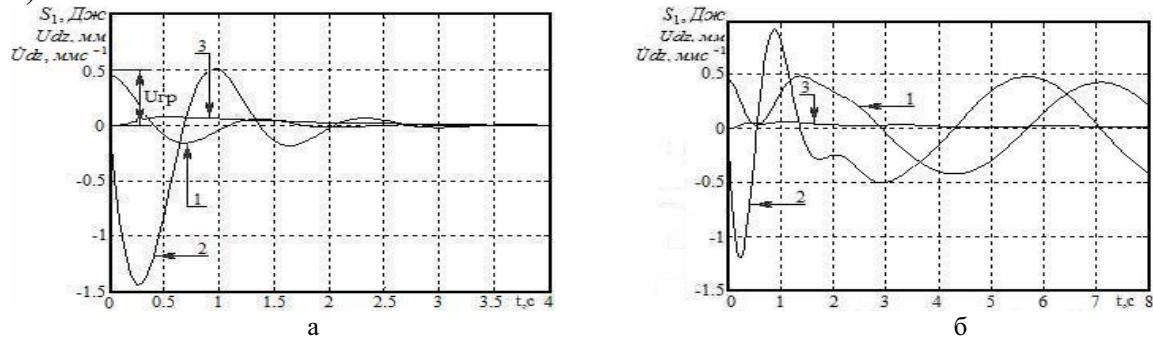


$\dot{\theta}, q, r$  – компоненти кутової швидкості об'єкта сировини;  $OXYZ, O\xi\eta\zeta$  – інерційна та неінерційна системи відліку;  $O, B, C, D, K, L, M$  – можливе розміщення центра інерції об'єкта сировини;  $R$  – радіус циліндра;  $\xi_c, \eta_c, \zeta_c$  – координати центра інерції об'єкта сировини відносно центра його обертання;  $\psi, \theta; \alpha, \beta, \omega t$  – відповідно кути Ейлера та Кривої, 1, 2 – відповідно слід деформації внутрішньої поверхні циліндра та об'єкта сировини,  $2U$  – слід деформації

Рисунок 2 – Розрахункова схема переміщення об'єкта сировини по внутрішній поверхні циліндра

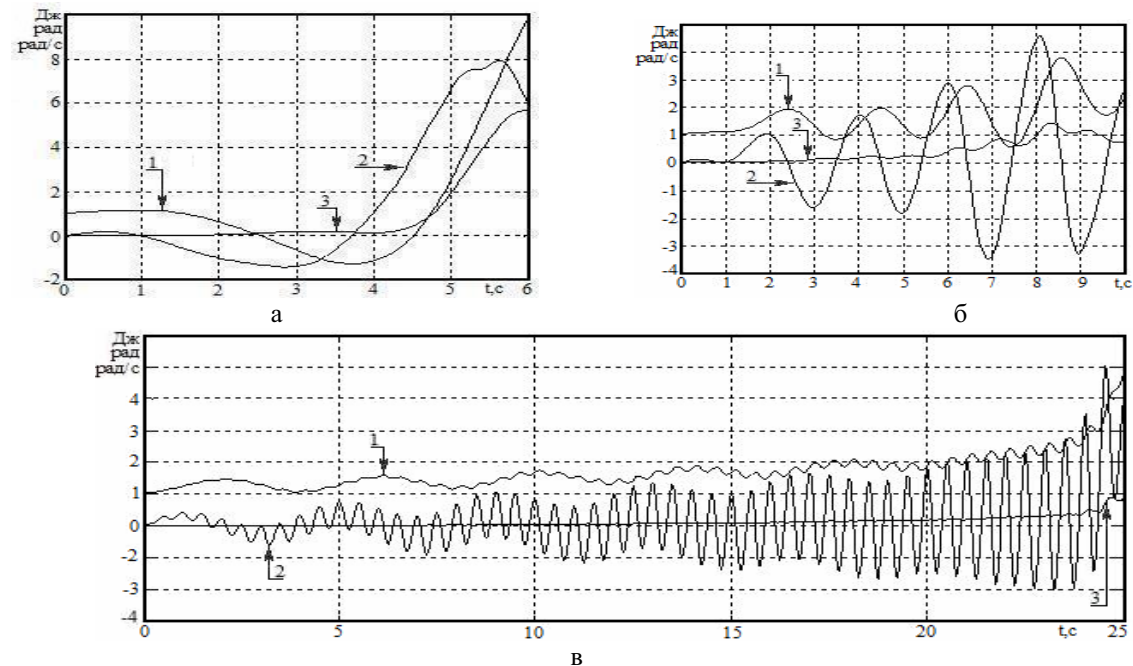
З'ясовано, що за наявності в'язкості  $3.0 \text{ МПа} \cdot \text{с}$  та пружності  $23.4 \text{ МПа}$  цукрового коренеплоду з еліпсоїдною формою наземної частини радіусом  $40 \text{ мм}$  та висотою  $60 \text{ мм}$ , радіуса циліндра  $0.25 \text{ м}$  та певних значень інших параметрів, напруженість в околі дотику коренеплоду, за аналогією із принципом Сен – Венана, прискорено згасає, про що засвідчують графічні залежності (рис. 3, а). За частотою обертання циліндра  $0.18 \text{ с}^{-1}$  поверхня в околі дотику коренеплоду прискорено відновлюється, при цьому періодична "підкачка" енергії циліндром породжує гармонічні коливання в околі дотику, які не перевищують граничної амплітуди  $0.45 \text{ мм}$

(залежність 1 рис. 3, б). При цьому початковий кут нутації  $1.04 \text{ рад}$  за перші півтори секунди дещо збільшується (залежність 1 рис. 4, а). За наступні три – набуває від'ємного значення, після чого кут нутації прискорено збільшується до  $5.9 \text{ рад}$ . Це свідчить про опускання хвостової частини коренеплоду на внутрішню поверхню циліндра та завершення нутаційного руху. Збільшення частоти обертання циліндра до  $0.5 \text{ c}^{-1}$  підвищує не тільки частоту нутаційного обертання хвостової частини коренеплоду відносно умовної осі (залежність 2 рис. 4, б), але й одночасно підвищує частоту його прецесії. За підвищенням частоти обертання циліндра до  $2 \text{ c}^{-1}$  кут нутації на 25-й секунді перевищує  $4 \text{ рад}$ , що показує на завершення процесу нутації та опускання хвостової частини коренеплоду на внутрішню поверхню циліндра (залежність 1 рис. 4, в).



1 – деформації, мм; 2 – швидкості,  $\text{мм} \cdot \text{с}^{-1}$ ; 3 – енергії, Дж.

Рисунок 3 – Характер відновлення поверхні коренеплоду

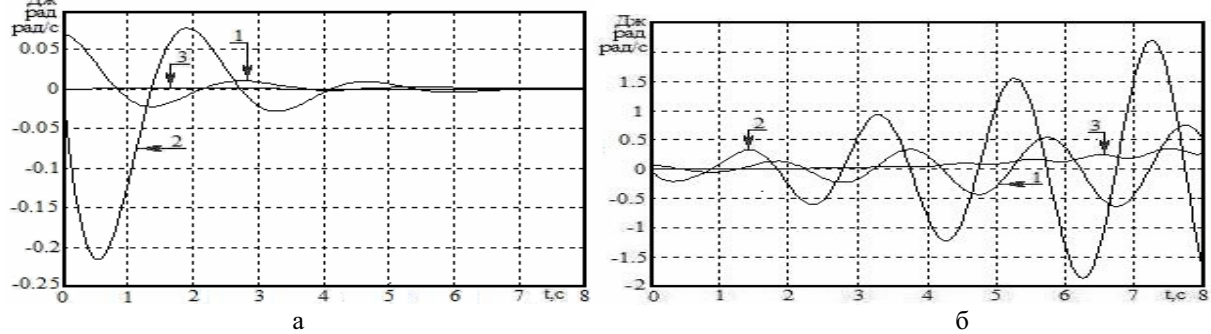


а – при частоті обертання циліндра  $0.18 \text{ c}^{-1}$ ; б –  $0.5 \text{ c}^{-1}$ ; в –  $2.0 \text{ c}^{-1}$

Рисунок 4 – Характер нутації коренеплоду

Також виявлено, що частота прецесії та власного обертання хвостової частини коренеплоду з часом збільшується, на що свідчить зростання кутової швидкості та енергії, при цьому позитивні значення прецесії показують, що хвостова частина коренеплоду опускається вниз за напрямком обертання циліндра. Власне обертання коренеплоду породжує пружно – в'язку деформацію поверхні в околі дотику

коренеплоду за тангенціальним напрямком (залежність 1 рис. 5, а). При цьому за одночасною дією циліндра ці деформації складаються (залежності 1 рис. 5, б), а обертання циліндра з частотою  $0.5 \text{ c}^{-1}$  зумовлює підвищення їх значень до  $0.74 \text{ рад}$ . та витрату енергії до  $0.29 \text{ мДж}$  (залежність 3 рис. 5, б), що може призвести до виникнення резонансу. Як засвідчує залежність 1 (рис. 5, б) тангенціальні деформації поверхні коренеплоду в околі дотику з часом можуть перевищити граничне значення та спричинити стирання поверхні коренеплоду.

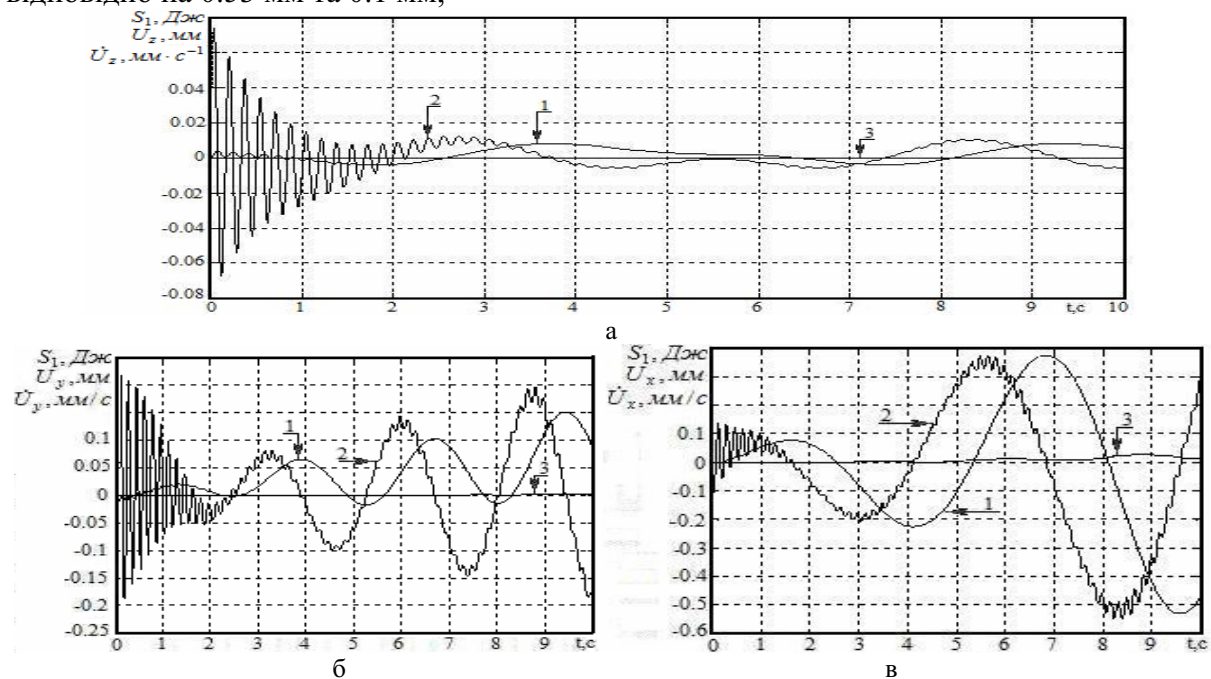


а – при власному обертанні коренеплоду з частотою  $3.0 \text{ c}^{-1}$ ;

б. – обертанні циліндра з частотою  $0.5 \text{ c}^{-1}$ .

Рисунок 5 – Характер деформації в околі дотику коренеплоду за тангенціальним напрямком

Одночасно, обертання циліндра з частотою  $6.0 \text{ c}^{-1}$  спричиняє періодичні коливання його околу дотику, характер переміщення яких залежить від пружно – в'язких властивостей металу. Їх поширення за радіальним напрямком має періодичний характер (залежність 2 рис. 6, а), а в тангенціальному - із зародженням резонансу (залежності 1, 2 і 3 рис. 6, б, в), при цьому значення амплітуд за 10 с. збільшуються відповідно на  $0.53 \text{ мм}$  та  $0.1 \text{ мм}$ ,

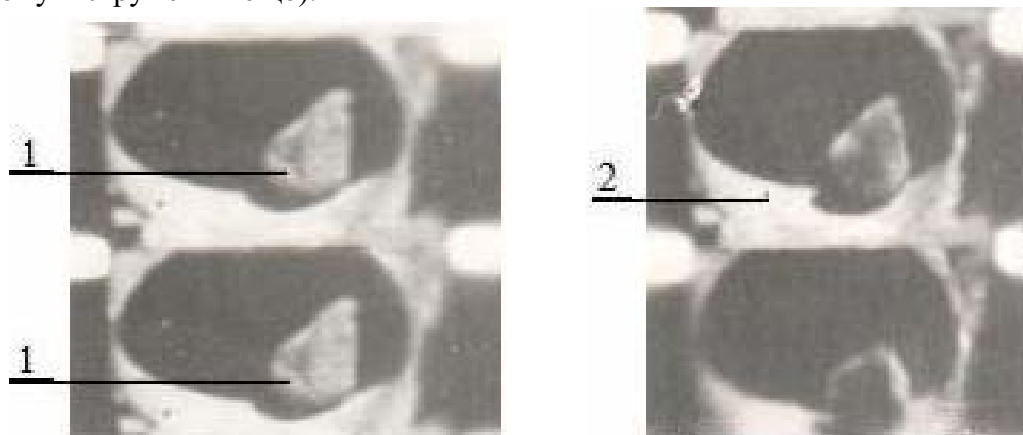


а – за радіальним напрямком; б, в – в дотичній площині: 1 – переміщення, мм; 2 – швидкості,

$\text{мм} \cdot \text{с}^{-1}$ ; 3 – енергії, Дж

Рисунок 6 – Характер переміщення внутрішньої поверхні циліндра

Зростання періодичних коливань (залежність 1 рис. 6, б) здійснюється в сторону позитивних значень, що свідчить на прискорене коливання повітряного простору поперек циліндра. Зародження резонансу вздовж осі обумовлює підвищення звукового тиску на торці циліндра, оскільки значення енергії за 9 с. зростає до 0.049 мДж. (залежність 3 рис. 6, в). (Аналогічне явище спостерігається при утворенні звуку в духовому інструменті тощо).



1 – цукровий коренеплід, 2 - циліндр.

Рисунок 7 – Експериментальне дослідження характеру нутації та орієнтування коренеплоду хвостовою частиною уздовж осі циліндра, що обертається

Описаний за аналітичними моделями рух об'єкта сировини в циліндрі підтверджується не тільки результатами теоретичного моделювання, але і експериментальними дослідженнями характеру орієнтування коренеплодів хвостовою частиною уздовж осі циліндра (рис. 7).

З'ясовано також характер зміни параметрів поступального руху коренеплоду за напрямками поздовжньої осі циліндра.

**Висновок.** За результатами аналізу переміщення об'єкта сировини з еліпсоїдною формою конфігурації по внутрішній поверхні циліндра констатуємо, що сутність кінематичного зв'язку елементів механічної системи, відображений системою рівнянь (11), полягає в тому, що вона відображає не тільки поступальний та обертальний рух об'єкта сировини, але і деформацію речовини в околі дотику елементів механічної системи;

– зв'язок елементів механічної системи із земним тяжінням описується виразом, в якому властивість об'єктів прискорюватись в полі тяжіння, виражена як добуток модуля прискорення ( $g$ ) та квадрату часу ( $t$ ) в системі координат  $OXYZ$ ;

– сукупність компонент прискорень ( $\ddot{\xi}, \ddot{\eta}, \ddot{\zeta}$ ) формується в неінерційній системі координат  $O\xi\eta\zeta$ , з початком в центрі інерції об'єкта сировини, при цьому компоненти її обертання (18) описуються за кінематичними рівняннями Ейлера (16);

– за системою рівнянь кінематичного зв'язку (11) створюються диференціальні рівняння будь – якої механічної системи, оскільки вона збіжна з уявленнями про взаємодію пружно – в'язких елементів механічної системи і є одночасним наслідком відображення їх дотику.

За аналізом результатів проведених досліджень руху цукрового коренеплоду по внутрішній поверхні циліндра з'ясовано:

– просторове переміщення об'єкта сировини в циліндрі - це складний механічний процес, який залежить як від пружно – в'язких властивостей коренеплоду та матеріалу циліндра, так і від їх кінематичних режимів та параметрів.

– пружно – в'язка деформація коренеплоду масою 0.3 кг з радіусом 40мм та висотою еліпсної частини 60мм, пружністю 23.4 МПа та в'язкістю 3.0 МПа·с не

перевищуватиме 0.45 мм при частоті обертання циліндра  $2 \text{ с}^{-1}$  радіусом 0.25 м, з в'язкістю  $3.0 \text{ МПа} \cdot \text{с}$  та пружністю  $1400 \text{ Н} \cdot \text{мм}^{-2}$  металу, розміщеного горизонтально, при цьому конусна частина коренеплоду здійснює прецесію за напрямком поздовжньої осі циліндра протягом 25 с.

- розроблене програмне забезпечення може бути використано при дослідженні руху зерна в циліндричних решетах, барабанних сепараторах, живильниках тощо, які знайшли широке практичне використання в машинах для переробки сільськогосподарських культур. Тож запрошуємо виробників – інвесторів до співпраці!

## Список літератури

1. Василенко П. М. Введение в земледельческую механику / П. М. Василенко. – К.: "Сільгоспосвіта", 1966. – 251 с.
2. Василенко П. М. Методика построения расчетных моделей функционирования механических систем машин и машинных агрегатов / П. М. Василенко. – Киев: УСХА, 1980. – 134 с.
3. Лойцянский Л. Г. Курс теоретической механики / Л. Г. Лойцянский, А. И. Лурье. – М.: Наука, 1983. – Т. 2. – 640 с.
4. Сулов Г. К. Теоретическая механика / Г. К. Сулов. – М.: Гостехиздат, 1946. – 654 с.
5. Ейнштейн А. Собрание научных трудов / А. Ейнштейн. – М.: Наука, 1966. – Т.1. – 694 с; Т.2..
6. Герц Г. Принципы механики, изложенные в новой связи / Г. Герц. – М.: Изд – во АН СССР, 1959. – 386 с.

*В. Кравчук, В. Давидюк*

**Аналитическое отображение кинематической связи взаимодействия упруго-вязких элементов механической системы и компонент ее поступательного ускорения**

В статье приведенная унифицирована система уравнений кинематической связи, использование которой открывает возможность создание компонент поступательного ускорения взаимодействия элементов любой механической системы.

*V. Kravchuk, V. Davidjuk*

**Analytical image of kinematics connection of cooperation of resiliently viscid elements of the mechanical system and component of it forward acceleration**

In the article the resulted is compatible system of equalizations of kinematics connection, use which the component of forward acceleration cooperation of elements of any mechanical system opens possibility creation.

Одержано 25.09.11



УДК 631.658.5

**Л. Шпокас, проф., д-р техн. наук, С. Петкявичюс, д-р техн. наук***Литовский сельскохозяйственный университет***В.М. Булгаков, акад. НААНУ, проф., д-р техн. наук***Национальный университет биоресурсов и природоиспользования Украины*

## Експериментальное исследование обмолота початков кукурузы

Представлены данные биометрических показателей початков кукурузы “Г12”. Обоснованы оптимальные технологические параметры однобарабанного молотильного аппарата. Допустимая подача массы початков кукурузы “Г12” при влажности зерна 47,9%, стержней 56,7% составляла  $7 \text{ кг} \cdot (\text{с} \cdot \text{м}^{-1})$ . Оптимальная скорость движения бичей барабана 17,3 м/с, оптимальный зазор между барабаном и подбарабаньем на входе на 10 мм меньше среднего диаметра початка, на выходе – зазор равный среднему диаметру стержней. Со снижением подачи початков в молотильный аппарат необходимо зазор на выходе подбарабанья уменьшить на 2 – 4 мм, а при увеличении влажности зерна – повысить скорость бичей барабана на от  $17,3 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ .

**обмолот, початки кукурузы биометрические показатели**

**Постановка проблемы.** В южных странах Европы кукуруза на зерно убирается переоборудованными зерноуборочными комбайнами, при этом влажность зерна составляет 25...35%. В Литве уборка кукурузы на зерно начинается во второй половине октября. Зерно до полной спелости созревает не каждый год. При уборке початков кукурузы влажность зерна составляет 32...57% [1].

Сушить зерно, влажность которого превышает 35% экономически нецелесообразно, так как расходы на сушку зерна тепловой сушилкой в среднем составляют 2,7 € на 1 тонну, [2]. В Литве влажное зерно кукурузы намечается во время уборки раздробить и силосовать, чтобы получить высокоэнергетический корм [3, 4].

Обмолот влажных початков кукурузы исследован ещё недостаточно. К основным критериям оценки процесса обмолота початков относятся потери зерна недомолотом, повреждение зерна и сход зерна с поверхности подбарабанья на соломотряс. При силосовании дробленого или плющенного влажного зерна, на степень повреждение влажного зерна при уборке можно не обращать внимание.

На качественные показатели обмолота оказывают влияние подача массы початков, окружная скорость бичей барабана, зазор между барабаном и подбарабаньем. С изменением указанных характеристик в результате взаимодействия бичей барабана с движущимися по поверхности подбарабанья початками изменяется и сепарация зерна через подбарабанье, степень дробления стержней початков, что имеет непосредственное влияние на качественные показатели процесса обмолота.

В.Н. Лелеви [5] установил, что при величине окружной скорости движения бичей барабана  $7 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$  начинается отделение зерна от стержней, а при скорости  $14 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$  – повреждение зерна. Потери зерна недомолотом тесно связаны с зазором между барабаном и подбарабаньем, а сам зазор - со средним диаметром початков [6]. С. Макаров и Э. Бондарев [7] определили, что при обмолоте початков различной влажности необходимо менять зазор подбарабанья: на входе от 45 до 35 мм, а на выходе – от 25 до 15 мм. С. Данилевич [8] утверждает, что зазор между барабаном и подбарабаньем должен быть на 10 – 15 мм меньше среднего диаметра початка. Но с обмолотом початков уменьшается их диаметр, поэтому на выходе подбарабанья зазор



должен быть меньше по сравнению с зазором на входе. Данное обстоятельство имеет более значительное влияние при обмолоте влажных початков.

Потери зерна недомолотом зависят и от ориентации початков по отношению к валу барабана [9]. Данное обстоятельство связано со скоростью движения початков в зазоре между барабаном и подбарабаньем. С.М. Якушенков определил [10], что в начале подбарабання початки движутся вдвое с меньшей скоростью, чем на выходе с подбарабання. Но скорость движения початка тесно связана и с характером взаимодействия её с бичами барабана, в результате чего изменяются потери зерна недомолотом и степень дробления стержней.

Однако исследователи обмолота влажных початков кукурузы уделили недостаточное внимание определению оптимальных технологических параметров и их связи с качественными показателями обмолота, что мы и пытаемся восполнить.

**Цель исследований** – определить биометрические показатели початков и зерна кукурузы и их связь с технологическими параметрами молотильного аппарата.

**Методика исследования.** Биометрические показатели початков кукурузы “Г 12” были определены измерением 100 початков. Определялась средняя масса, длина и диаметр початка, количество зёрен в початке, масса 1000 зёрен, влажность зерна, а также основные параметры стержней. Обмолот початков кукурузы проводился на стенде, состоящем из ленточного транспортера и однобарабанного восьмибичевого молотильного аппарата с диаметром барабана 0,6 м и с приводом от электродвигателя. Промежутки между соседними бичами были закрыты щитками так, чтобы щель между кромкой щитка и бичом была шириной в 30 мм. Подбарабание стенда – двухсекционное с дугой обхвата барабана 146°. Площадь приставки подбарабання составила 0,33 м<sup>2</sup>, основного подбарабання – 0,65 м<sup>2</sup>, пальцевой решетки – 0,26 м<sup>2</sup>. Во время испытаний камнеуловитель был закрыт. Сбор вороха, прошедшего через приставку подбарабання, основное подбарабание и пальцевую решетку, осуществлялся в три отдельные ёмкости. Удельная подача массы початков кукурузы в молотильный аппарат комбайна изменялась от 3 до 7 кг·(с·м)<sup>-1</sup>. После каждого опыта ворох из ёмкостей взвешивался, очищался от примесей, определялась сепарация зерна через подбарабание, пальцевую решетку и сход зерна с решетки.

Макроповреждение зерна определялось при оценке каждого зерна из 50 г пробы в пятикратной повторности. Влажность зерна и стержней початка определялась каждый день по общепринятой методике.

**Результаты исследования.** *Биометрические показатели.* В 2003 – 2005 г. исследовался обмолот кукурузы “Г12” (таб. 1).

Таблица 1 - Биометрические показатели початков кукурузы “Г12”

Показатели	Единица измерения	Год		
		2003	2004	2005
Диаметр початка	мм	41,0±1,3	39,4±1,7	42,3±0,5
Длина початка	мм	177,0±4,9	177,1±5,1	200,8±3,9
Число зёрен в початке	шт.	395±17	350±29,0	482±22,0
Масса зерна початка при влажности 14%	г	117±7,1	97±10,2	132±6,0
Масса 1000 зерён при влажности 14%	г	301±6,0	277±16,0	273±11,0
Масса стержней при влажности 14%	г	16,8±1,8	14,2±0,8	27,2±0,9
Диаметр стержня початка	мм	21,9±0,4	22,6±0,9	24,1±0,4

Биометрические показатели початков кукурузы по годам отличались в основном из-за метеорологических условий во время созревания зерна. В 2005 г. в октябре осадки составляли всего 10,4 мм, поэтому масса 1000 зёрен была наименьшая.

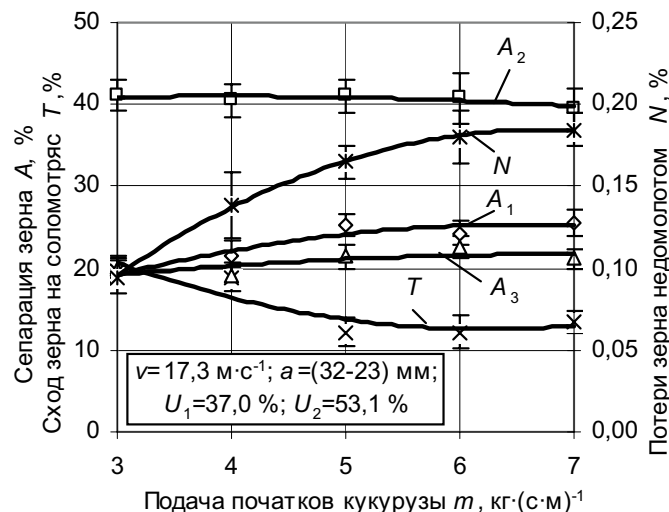
Из биометрических показателей существенное влияние на обмолот початков оказывает средний диаметр початков и стержней, а также форма початков. Некоторые исследователи отмечают, что зазор между бичами барабана и поперечными планками подбарабання тесно связан с разницей между диаметром початка и стержня. Данное утверждение относится к початкам цилиндрической формы. Початки конусной формы под воздействием бичей барабана ломаются на две части неодинаковой длины. Для снижения потерь зерна недомолотом необходимо уменьшить зазор на выходе подбарабання.

*Обмолот влажных початков кукурузы "Г12".* Обмолот влажных початков оценивался по потерям зерна недомолотом (допустимо 0,5%) и по сходу обмолачиваемого зерна на соломотряс (допустимый сход – до 20%). При исследовании подача массы початков на один метр длины бичей барабана изменялась от 3 до 7 кг·(с·м)<sup>-1</sup>. Зазор между барабаном и подбарабанням на входе был связан со средним диаметром початков и тем обстоятельством, что их обмолот по длине подбарабання происходил постепенно. На выходе подбарабання зазор был уменьшен до среднего диаметра стержней.

Исследованием было установлено, что с увеличением подачи початков до 7 кг·(с·м)<sup>-1</sup> потери зерна недомолотом увеличивались незначительно, сход зерна с подбарабання на соломотряс снизился на 8%. Обмолот початков происходил в средней части подбарабання. Сепарация зерна через основное подбарабання составляла 40 % обмолоченного зерна и уровень подачи початков на нее не оказывал влияния (рис. 1).

При оценке результатов исследования выявилось, что неравномерная подача початков в молотильный аппарат незначительно влияла на основные показатели оценки обмолота (рис. 1).

Подача початков в молотильный аппарат оказывает более значительное влияние на повреждение зерна и степень дробления стержней (рис. 2.).



$A_1$  – сепарация зерна через приставку подбарабання;  $A_2$  – через основное подбарабання;  
 $N$  – потери зерна недомолотом;  $T$  – сход зерна с подбарабання на соломотряс

Рисунок 1 - Влияние подачи початков кукурузы "Г12" на сепарацию зерна через подбарабання ( $A$ ), на потери зерна недомолотом ( $N$ ) и сход зерна на соломотряс ( $T$ )

Установлено, что с увеличением подачи массы початков степень повреждения зерна снизилась на 12%, средняя длина частиц стержней снизилась незначительно (5%). Средняя длина частиц составляла 42% от общей длины стержней. В связи с возрастающей деформацией початков при увеличении их подачи зазор между барабаном и подбарабанням на выходе можно увеличить, чтобы снизить повреждение

зерна, поэтому подбарабанье должно быть двухсекционным и положение второй секции может управляться компьютером в зависимости от нагрузки подбарабанья.

Скорость движения бичей барабана связана с сепарацией зерна через подбарабанье, с потерями зерна от недомолота и со сходом зерна на соломотряс (рис. 3.).

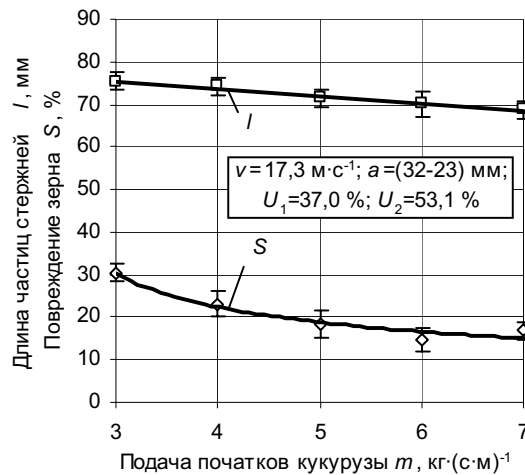
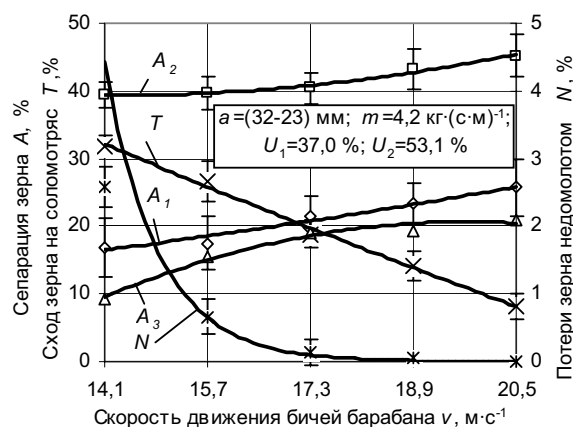


Рисунок 2 - Влияние подачи початков кукурузы “Г12” на повреждения зерна ( $S$ ) и на среднюю длину частиц стержней ( $l$ )

Установлено, что с увеличением скорости бичей барабана резко снижаются потери зерна недомолотом в связи с тем, что обмолот початков происходит по всей длине подбарабанья. С увеличением сепарации зерна через подбарабанье снижается сход его на соломотряс. Увеличить скорость бичей барабана свыше оптимального значения ( $17,3 \text{ м·с}^{-1}$ ) целесообразно при обмолоте неравномерно созревших початков.

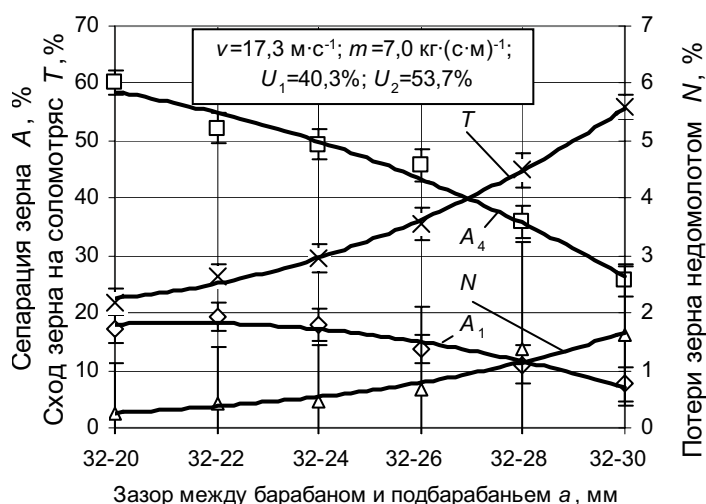
Однако с увеличением скорости бичей барабана резко увеличивается повреждение зерна и снижается средняя длина частиц стержней, поэтому при обмолоте сухих початков потери зерна недомолотом следует уменьшить изменением зазора между бичами барабана и подбарабаньем.

Установлено, что с увеличением зазора в конце подбарабанья с 20 до 30 мм, при обмолоте очень влажных початков, на 30% снизилась сепарация зерна через основное подбарабанье, в связи с чем на 35% увеличился сход зерна на соломотряс, а потери зерна недомолотом достигли 1,5%.



$A_1$  – сепарация зерна через приставку подбарабанья;  $A_2$  – через основное подбарабанье;  
 $A_3$  – через пальцевую решетку;  $N$  – потери зерна недомолотом;  
 $T$  – сход зерна с подбарабанья на соломотряс

Рисунок 3 - Влияние скорости движения бичей барабана ( $v$ ) на сепарацию зерна через подбарабанье ( $A$ ), на потери зерна недомолотом ( $N$ ), на сход зерна на соломотряс ( $T$ )



$A_1$  – сепарация зерна через приставку подбарабанья;  $A_4$  – через основное подбарабанье.  
Рисунок 4 - Влияние зазора между бичами барабана и последней планкой подбарабанья ( $a$ ) на сепарацию зерна ( $A$ ) через подбарабанье, на потери зерна недомолотом ( $N$ ), на сход зерна на соломотряс ( $T$ )

При зазоре между барабаном и подбарабаньем 23 – 32 мм потери зерна недомолотом были на допустимом уровне, но сход зерна на соломотряс превышал допустимый уровень на 7%. Сход зерна достиг допустимого уровня при зазоре между бичами барабана и подбарабаньем 32 – 20 мм вследствие интенсификации обмолота початков в средней части подбарабанья. Поэтому при обмолоте очень влажных початков достичь допустимого уровня потерь зерна недомолотом и схода зерна на соломотряс можно снижением зазора между барабаном и подбарабаньем до 32 – 20 мм и увеличением скорости бичей барабана от  $17 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ .

#### Выводы.

1. В 2003 – 2005 г. на биометрические показатели початков кукурузы “Г12” больше всего влияли метеорологические условия в октябре. Разница между средним диаметром початков по годам составляла 2,9 мм, стержней – 2,2 мм.
2. При скорости движения бичей барабана  $17,3 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$  и зазоре между барабаном и подбарабаньем 32-23 мм, допустимая удельная подача початков кукурузы “Г12” в молотильный аппарат составляла  $7 \text{ кг}\cdot(\text{с}\cdot\text{м})^{-1}$ .
3. При обмолоте початков кукурузы средней влажности (влажность зерна около 35%) зазор между барабаном и подбарабаньем на входе должен быть на 10 мм меньше среднего диаметра початков, а на выходе – равен среднему диаметру стержней. Оптимальная скорость движения бичей барабана –  $17,3 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ .
4. При обмолоте початков с влажностью зерна около 40% зазор в конце подбарабанья надо уменьшить до 20 мм, а если потери зерна недомолотом превышают 0,5% – необходимо увеличить скорость бичей барабана.

#### Список литературы

1. Bulgakov V. Исследование уборки кукурузы на зерно / V. Bulgakov, L. Spokas, S. Petkavichius // Motorization and power Industry in Agriculture. Tom 8, Lublin, 2006. - 58–68.
2. Steponaitis V., Pupinis G. Popjūtinis grūdų dorojimas ir paruošimas saugoti. Mano ūkis, 8, 2006, 54 - 57.
3. Jatkauskas J., Vrotniakienė V. Grūdainis – grūdų silosas. Mano ūkis, 6, 2007. - 60-63.
4. Špokas L. Labai drėgnų grūdų laikymo būdai. Mano ūkis, 6, 76 – 78.
5. Лелеви В.Н. Теоретические основы обмолота початков кукурузы / В.Н. Лелеви // Материалы научно-практической конференции. КБГСХА. – Нальчик. – АПК России, 1996. – 14-18.
6. Шпокас Л. Экспериментальное исследование технологического процесса уборки кукурузы на зерно / Л. Шпокас, В. Булгаков, С. Петкявичюс // Науковий вісник НАУ. – Київ, ч.2 (80), 2005. – С.184–193.

7. Макаров С. Українські пристрої для збирання кукурудзи / С. Макаров, Э. Бондарев // Техніка АПК. – 2004. – 10-11с.
8. Данилевич С.Ю. Обмолот початков кукурузы молотильным барабаном / С.Ю. Данилевич // Вестник сельскохозяйственной науки. – Москва: Издательство Министерства с.-х. СССР, 1961. – С.68-75.
9. Васильевич К.В. Исследование молотильного устройства для обмолота селекционного материала кукурузы / К.В. Васильевич, В.С. Кравченко // Механизация работ в селекции и семеноводстве. – Сб. наук. тр. – Краснодар: КНИИСХ, 1987. – С.78-84.
10. Якушенков С.М. Метод определения мощности необходимой для обмолота кукурузы зерновым комбайном / С.М. Якушенков // Вестник сельскохозяйственной науки. – Москва, Нр. 2, 1965. – С.82-84.

*Л.Шпокас, С.Петкявічус, В.Булгаков*

#### **Експериментальне дослідження обмолоту початків кукурудзи**

Представлені дані біометричних показників початків кукурудзи “Г12”. Обґрунтовані оптимальні технологічні параметри обмолоту молотильного апарату. Встановлено, що допустима подача маси початків кукурудзи “Г12” при вологості зерна 47,9%, стержнів 56,7% складала  $7 \text{ кг} \cdot (\text{с} \cdot \text{м})^{-1}$ . Оптимальна швидкість руху бичів барабана складає 17,3 м/с, оптимальний зазор між барабаном і підбарабаньєм на вході на 10 мм менш середнього діаметра початку, на виході – зазор рівний середньому діаметру стержнів. Зі зниженням подачі початків в молотильний апарат необхідно, щоб зазор на виході підбарабанья був зменшений на 2 – 4 мм, а при збільшенні вологості зерна – збільшити швидкість бичів барабана до  $17,3 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ .

*L. Shpokas, S. Petkjavichus, V. Bulgakov*

#### **Experimental study of the threshing of corn cobs**

The paper presents biometrical indexes of maize “G12” ears, their biometric indexes, their threshing results and optimal technological parameters of a single drum threshing apparatus. It has been determined that while threshing the wet maize ears (corn seed moisture approximately 35%), the permissible amount of the ears into the threshing apparatus is about  $7 \text{ kg} \cdot (\text{m} \cdot \text{s})^{-1}$ , optimal velocity of the drum rasp bars  $17.3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . At the beginning the concave clearance should be 10 mm less than the average ear diameter while at the end it should be equal to the average cob diameter. When the ears with the medium moisture content of corn seeds of 40% are threshed, the concave clearance at the end is reduced to 20 mm. If the threshing loss exceeds 0.5%, the velocity of the drum rasp bars is increased.

Получено 14.09.11

УДК 631.356.02

**І.В.Головач, д-р техн. наук, М.Г. Березовий, канд. техн. наук**  
*Національний університет біоресурсів і природокористування України*  
**М.О. Свірень, проф., канд. техн. наук**  
*Кіровоградський національний технічний університет*  
**В.М. Пришляк, канд. техн. наук**  
*Вінницький національний аграрний університет*

## Теорія викопування коренеплодів вібраційним способом

Складена математична модель, що описує процес безпосереднього вилучення коренеплоду з ґрунту, яке здійснюється під дією вертикальної збурюючої сили та тягового зусилля, що надаються коренеплоду від вібраційного викопуючого органу. Отримана система диференціальних рівнянь, розв'язування якої дало можливість знайти закон руху коренеплоду в процесі його безпосереднього вилучення.

**коренеплод, вібраційний викопуючий робочий орган, вертикальна збурююча сила, вилучення коренеплоду з ґрунту**

**Вступ.** Вібраційне викопування коренеплодів цукрового буряку має ряд переваг в порівнянні з іншими способами викопування. Воно характеризується меншим пошкодженням коренеплодів, зниженням втрат врожаю при збиранні, більш інтенсивним очищенням коренеплодів від налиплого ґрунту, меншим захаращенням робочого русла копача ґрунтом та бур'янами. Тому саме цей технологічний процес потребує докладного аналітичного дослідження та подальшої розробки і впровадження вдосконалених вібраційних викопуючих органів.

**Постановка проблеми.** Фундаментальні теоретичні дослідження вібраційного викопування коренеплодів дають можливість науково обґрунтувати конструктивні і кінематичні параметри вібраційних викопуючих робочих органів. Такі дослідження необхідні у першу чергу для теоретичного аналізу роботи вібраційних викопуючих органів у несприятливих умовах, на важких і твердих ґрунтах, де надійність роботи бурякозбиральних машин знижується. В свою чергу глибокий теоретичний аналіз будь-якого технологічного процесу можливий лише за наявності адекватних математичних моделей, що описують даний процес.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Фундаментальні теоретичні і експериментальні дослідження вібраційного викопування коренеплодів цукрових буряків були здійснені у праці [1].

Однак у даній праці процес безпосереднього вилучення коренеплодів цукрових буряків з ґрунту аналітично не досліджується, а вказано, що за додатково складеними рівняннями кінетостатики отримані умови їх викопування.

Значна кількість наукових (в основному експериментальних) результатів стосовно вібраційного викопування коренеплодів наведена у праці [2]. Проте математичної моделі вібраційного викопування коренеплоду цукрових буряків тут не наведено.

Подальший розвиток теорія вібраційного викопування коренеплодів отримала у працях [3 – 6].

У праці [3] розроблена теорія вільних і вимушених повздовжніх коливань тіла

коренеплоду, які виникають під дією вертикальної збуруючої сили. Дана теорія необхідна для оцінки впливу зазначених коливань на процес руйнування зв'язків коренеплоду з ґрунтом та знаходження умов його непошкодження.

Тій же меті присвячені праці [4, 5], де розглядаються поперечні вільні і вимушені коливання тіла коренеплоду, які виникають під дією збуруючої сили, що спрямована у напрямку руху копача.

У праці [6] процес вилучення коренеплоду з ґрунту розглядається у найбільш загальному випадку – при несиметричному захваті коренеплоду вібраційним викопуючим робочим органом. Даний процес описується за допомогою кінематичних і динамічних рівнянь Ейлера.

Отримана у праці [6] система диференціальних рівнянь описує просторовий коливальний процес закріпленого у ґрунті коренеплоду, як у пружному середовищі, з однією точкою закріплення.

У даній роботі процес вібраційного викопування коренеплоду з ґрунту розглядається при симетричному захваті коренеплоду обома лемешами вібраційного викопуючого органу, оскільки захват коренеплоду робочим органом з одного боку (несиметричний захват), який розглянуто у [6], буде тривати недовго. Внаслідок поступального руху копача і звуженості робочого русла вібраційний викопуючий робочий орган в подальшому здійснить захват коренеплоду вже з обох боків. Якщо ж коренеплід не зміщений відносно осі рядка (тобто строго розташований на осі рядка) і знаходиться на осі симетрії вібраційного викопуючого робочого органу, то захват коренеплоду відбудеться відразу з обох боків.

Якраз при такому захваті коренеплоду викопуючими лемешами і можливий процес подальшого повного вилучення коренеплоду з ґрунту. Тому дослідимо процес безпосереднього вилучення коренеплоду з ґрунту при симетричному захваті його робочим органом.

**Мета дослідження.** Розробити основні положення теорії безпосереднього вилучення коренеплоду з ґрунту, який здійснюється під дією вертикальної збуруючої сили, що надається коренеплоду від вібраційного робочого органу, та тягового зусилля внаслідок поступального руху копача.

**Результати дослідження.** Для опису вище згаданого процесу вилучення коренеплоду з ґрунту потрібно вибрати необхідні системи координат (рис.1).

Зв'яжемо з вібраційним викопуючим робочим органом прямокутну декартову систему координат  $O_1x_1y_1z_1$ , центр  $O_1$  якої знаходиться посередині звуженого русла копача, вісь  $O_1x_1$  співпадає з напрямком поступального руху копача, вісь  $O_1z_1$  має напрямок вгору, а вісь  $O_1y_1$  спрямована у правий бік копача (рис.1). Переміщення коренеплоду при його безпосередньому вилученні з ґрунту необхідно розглядати відносно нерухомої системи координат  $O_1x_1y_1z_1$ . Введемо рухому систему координат  $Oxyz$ , жорстко зв'язану з коренеплодом, початок якої знаходиться в точці закріплення  $O$ , вісь  $Oz$  напрямлена вздовж осі симетрії коренеплоду, осі  $Ox$  і  $Oy$  розташовані у площині, перпендикулярній осі  $Oz$  (рис.1).

Крім того, для опису поворотів коренеплоду відносно точки закріплення  $O$  необхідно ввести ще одну прямокутну декартову систему координат  $O_2x_2y_2z_2$ , як це показано на рис.

Внаслідок протікання коливальних процесів коренеплоду у ґрунті як у пружному середовищі зв'язки коренеплоду з ґрунтом інтенсивно руйнуються, а отже відновлюючі сили починають різко зменшуватись, а тому коливальні процеси перетворюються на процеси неперервного переміщення коренеплоду вздовж осей  $Ox_1$  і  $Oz_1$  а також неперервного повороту коренеплоду навколо його центра мас (точка  $C$ ) на деякий кут  $\theta$  без повернення коренеплоду у попереднє положення.

Отже, настає етап безпосереднього вилучення коренеплоду з ґрунту. Перехідний процес від коливального руху коренеплоду до його неперервного переміщення у ґрунті більш докладно можна уявити наступним чином. Під дією вертикальної збуруючої сили  $\bar{Q}_{зб.}$  коренеплід здійснює поступальні коливання разом з оточуючим його ґрунтом, причому, чим ближче ґрунт знаходиться до коренеплоду, тим більш синхронними будуть коливання ґрунту з коливаннями коренеплоду. І, навпаки, чим далі ґрунт знаходиться від коренеплоду, тим менше, за рахунок пружно-пластичних властивостей ґрунту, його коливання будуть копіювати коливання коренеплоду. І, нарешті, існує відстань від коренеплоду, де коливання не відбуваються зовсім, причому межа області ґрунту, який коливається разом з коренеплодом, досить нечітка. Відбувається плавний перехід від області ґрунту, яка коливається, до області, яка не коливається, а тому розрив ґрунту на межі цих областей малоймовірний. Оскільки, як зазначалось вище, вилучення можливе лише при симетричному захваті коренеплоду робочим органом, то одночасно з поступальними коливаннями коренеплоду відбувається коливання коренеплоду навколо осі  $Oy_2$  на деякий кут  $\theta$ .

На першому етапі вилучення, а особливо при перших коливаннях, відновлююча сила при кутових коливаннях, а отже, і її момент відносно осі  $Oy_2$ , будуть максимальними. Тому кут нахилу  $\theta$  буде досить незначний і можливе повне відновлення вертикального положення коренеплоду, або часткове, внаслідок поступального руху копача. Проте, завдяки дії поступальних коливань коренеплоду разом з оточуючим його ґрунтом, ущільненість зазначеного ґрунту буде зменшуватись, а тому відновлююча сила при кутових коливаннях також буде зменшуватись. Отже, з кожним коливанням кут нахилу коренеплоду  $\theta$  буде збільшуватись, а відновлення попереднього положення – зменшуватись. Коренеплід буде розхитуватись навколо осі  $Oy_2$  з поступовим збільшення кута  $\theta$ , тобто нахилу коренеплоду вперед по ходу копача. Це буде призводити до розриву зв'язків коренеплоду з ґрунтом у напрямку осі  $Ox_1$ , починаючи з верхньої частини конічної поверхні знаходження коренеплоду у нерозпушеному ґрунті, поступово наближаючись до точки закріплення  $O$ . Отже, з вище сказаного випливає, що руйнування зв'язків коренеплоду з ґрунтом одночасно відбувається у двох напрямках – вздовж осей  $O_1x_1$  і  $O_1z_1$ . При цьому сили зв'язку коренеплоду з ґрунтом і сили пружності ґрунту будуть поступово зменшуватись до такої мінімальної величини, коли коливальні процеси перейдуть у процеси неперервного переміщення коренеплоду вгору вздовж осі  $O_1z_1$ , уперед – вздовж осі  $O_1x_1$ , і неперервного повороту коренеплоду навколо його центра мас (точка  $C$ ) на деякий кут  $\theta$  до повного вилучення коренеплоду з ґрунту. Сили ж пружності ґрунту просто перейдуть у сили опору розпушеного ґрунту при русі коренеплоду у робочому руслі копача.

Складемо еквівалентну схему взаємодії коренеплоду з робочими поверхнями вібраційного викопуючого робочого органу при його безпосередньому вилученні. Для чого представимо вібраційний викопуючий робочий орган у вигляді двох клинів  $A_1B_1C_1$  і  $A_2B_2C_2$ , кожний з яких у просторі має нахил під кутами  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  і які встановлено таким чином один до одного, що утворюється робоче русло, задня частина якого звужується (рис.1). Вказані клини здійснюють коливальні рухи в повздовжньо-вертикальній площині (механізм приводу лемешів у коливальний рух не показано), напрямком поступального руху вібраційного викопуючого робочого органу показано стрілкою. Проекції точок  $B_1$  і  $B_2$  на вісь  $O_1y_1$  позначимо точками  $D_1$  і  $D_2$  відповідно.

Вважаємо, що з поверхнями клинів  $A_1B_1C_1$  і  $A_2B_2C_2$  у відповідних точках взаємодії коренеплід, який апроксимується тілом конусоподібної форми, причому захват коренеплоду робочим органом відбувається з обох боків.

Припускаємо далі, що робоча поверхня клина  $A_1B_1C_1$  здійснює безпосередній



контакт з коренеплодом у точці  $K_1$ , а поверхня  $A_2B_2C_2$  – у точці  $K_2$  (рис.). Прямі, проведені через точки контакту коренеплоду  $K_1$  і  $K_2$  і точки  $B_1$  і  $B_2$  утворюють на перетині зі сторонами клинів  $A_1C_1$  і  $A_2C_2$  відповідні точки  $M_1$  і  $M_2$ . Таким чином,  $\delta$  – це двохгранний кут ( $\angle B_1M_1D_1$ ) між нижньою основою  $A_1D_1C_1$  та робочою поверхнею клина  $A_1B_1C_1$  або двогранний кут ( $\angle B_2M_2D_2$ ) між нижньою основою  $A_2D_2C_2$  та робочою поверхнею клина  $A_2B_2C_2$ .

Покажемо сили, які виникають внаслідок взаємодії коренеплоду з вібраційним робочим органом.

Нехай від вібраційного робочого органу діє вертикальна збурююча сила  $\bar{Q}_{зб.}$ , яка змінюється за гармонійним законом такого вигляду:

$$Q_{зб.} = H \sin \omega t, \quad (1)$$

де  $H$  – амплітуда збурюючої сили;

$\omega$  – частота збурюючої сили.

Дана сила відіграє основну роль у процесі розпушування ґрунту в зоні робочого русла копача та вилучення коренеплоду. Зазначена збурююча сила  $\bar{Q}_{зб.}$  прикладається до коренеплоду з двох його боків, а тому на схемі вона представлена двома складовими  $\bar{Q}_{зб.1}$  та  $\bar{Q}_{зб.2}$ . Дані сили прикладені відповідно у точках  $K_1$  і  $K_2$  на відстані  $h$  від умовної точки закріплення  $O$  і саме вони викликають коливання коренеплоду в поздовжньо-вертикальній площині, які руйнують зв'язки коренеплоду з ґрунтом і створюють для останнього умови вилучення з ґрунту.

Оскільки захват симетричний, то очевидно, що має місце наступне співвідношення:

$$Q_{зб.1} = Q_{зб.2} = \frac{1}{2} H \sin \omega t. \quad (2)$$

Розкладемо дані сили на нормальні  $\bar{N}_1$  і  $\bar{N}_2$  і дотичні складові  $\bar{T}_1$  і  $\bar{T}_2$ , як це показано на рис. Отже ці сили будуть дорівнювати:

$$\bar{Q}_{зб.1} = \bar{N}_1 + \bar{T}_1, \quad (3)$$

$$\bar{Q}_{зб.2} = \bar{N}_2 + \bar{T}_2. \quad (4)$$

Очевидно, що вектори сил  $\bar{T}_1$  і  $\bar{T}_2$  будуть напрямлені паралельно прямим  $B_1M_1$  і  $B_2M_2$  відповідно.

Оскільки вібраційний копач рухається поступально у напрямку осі  $O_1x_1$  відносно коренеплоду, який закріплений у ґрунті, то в момент захвату коренеплоду робочим органом у напрямку осі  $O_1x_1$  діють також рушійні сили  $\bar{P}_1$  і  $\bar{P}_2$ . Також розкладемо сили  $\bar{P}_1$  і  $\bar{P}_2$  на дві складові: нормальні  $\bar{L}_1$  і  $\bar{L}_2$  і дотичні  $\bar{S}_1$  і  $\bar{S}_2$  до поверхонь  $A_1B_1C_1$  і  $A_2B_2C_2$  відповідно, тобто:

$$\bar{P}_1 = \bar{L}_1 + \bar{S}_1, \quad (5)$$

$$\bar{P}_2 = \bar{L}_2 + \bar{S}_2. \quad (6)$$

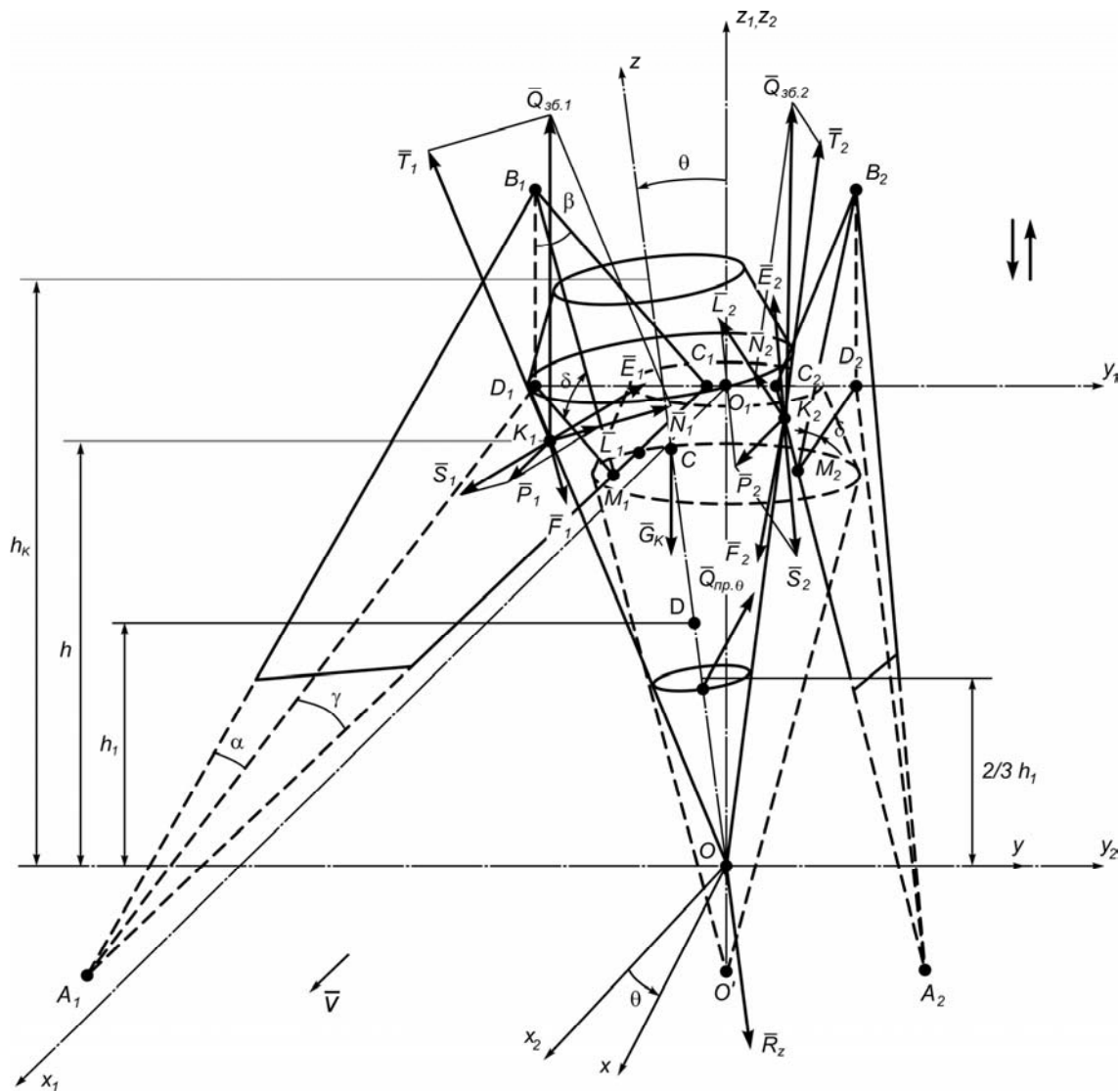


Рисунок 1 – Силова взаємодія коренеплоду з клинами вібраційного викопуючого робочого органу при симетричному захваті коренеплоду

Вектори сил  $\bar{S}_1$  і  $\bar{S}_2$  діють у напрямку векторів відносної швидкості лемешів по поверхні коренеплоду при поступальному русі копача.

Таким чином, у точках контакту  $K_1$  і  $K_2$  на коренеплід з боку клинів  $A_1B_1C_1$  і  $A_2B_2C_2$  діють сили, що відповідно дорівнюють:

$$\bar{N}_{K_1} = \bar{N}_1 + \bar{L}_1, \quad (7)$$

$$\bar{N}_{K_2} = \bar{N}_2 + \bar{L}_2, \quad (8)$$

які напрямлені по нормалі до поверхні клинів  $A_1B_1C_1$  і  $A_2B_2C_2$  відповідно.

Очевидно, що величини цих сил дорівнюють

$$N_{K_1} = N_1 + L_1, \quad (9)$$

$$N_{K_2} = N_2 + L_2. \quad (10)$$

Крім того, у точках контакту  $K_1$  і  $K_2$  діють сили тертя  $\bar{F}_{K_1}$  і  $\bar{F}_{K_2}$  відповідно, які протидіють проковзуванню коренеплоду по робочій поверхні клинів  $A_1B_1C_1$  і  $A_2B_2C_2$  під час його захвату вібраційним робочим органом. Вектори цих сил напрямлені протилежно вектору відносної швидкості проковзування коренеплоду по поверхні клинів.

У центрі ваги коренеплоду (точка  $C$ ) діє сила ваги коренеплоду  $\bar{G}_k$ . Сили опору розпушеного ґрунту при русі коренеплоду у робочому руслі копача у напрямку осей  $O_1x_1$  та  $O_1z_1$  позначені через  $\bar{R}_{x_1}$  та  $\bar{R}_{z_1}$  відповідно.

При безпосередньому вилученні коренеплоду з ґрунту буде здійснюватись поворот коренеплоду навколо його центра мас  $C$  під дією пари сил опору розпушеного ґрунту. Позначимо момент цієї пари через  $M$ .

Визначимо далі значення сил, які показані на рис. Так, дотичні складові  $\bar{T}_1$  і  $\bar{T}_2$  збурюючих сил  $\bar{Q}_{зб.1}$  і  $\bar{Q}_{зб.2}$  відповідно та дотичні складові  $\bar{S}_1$  і  $\bar{S}_2$  рушійних сил  $\bar{P}_1$  і  $\bar{P}_2$  відповідно безпосередньо на коренеплід не діють, вони викликають лише розпушування ґрунту навколо коренеплоду.

Враховуючи симетричність захвату коренеплоду робочим органом, слід відмітити, що однойменні сили, що формуються на обох робочих поверхнях лемешів при їх взаємодії з коренеплодом, будуть однакові за величиною і розташовані симетрично відносно площини симетрії  $x_1O_1z_1$  (рис.). Таким чином, зі схеми сил отримуємо вирази для визначення нормальних  $\bar{N}_1$  і  $\bar{N}_2$  та дотичних  $\bar{T}_1$  і  $\bar{T}_2$  складових збурюючих сил  $\bar{Q}_{зб.1}$  і  $\bar{Q}_{зб.2}$ . Вони будуть відповідно дорівнювати:

$$N_1 = N_2 = Q_{зб.1} \cdot \cos \delta, \quad (11)$$

$$T_1 = T_2 = Q_{зб.1} \cdot \sin \delta. \quad (12)$$

З цієї ж схеми також отримуємо вирази для визначення нормальних  $\bar{L}_1$  і  $\bar{L}_2$  та дотичних  $\bar{S}_1$  і  $\bar{S}_2$  складових рушійних сил  $\bar{P}_1$  і  $\bar{P}_2$  відповідно:

$$L_1 = L_2 = P_1 \cdot \sin \gamma, \quad (13)$$

$$S_1 = S_2 = P_1 \cdot \cos \gamma. \quad (14)$$

Величини сил  $\bar{N}_{K1}$  і  $\bar{N}_{K2}$ , враховуючи вирази (9), (11) та (13), будуть дорівнювати:

$$N_{K1} = N_{K2} = Q_{зб.1} \cdot \cos \delta + P_1 \cdot \sin \gamma, \quad (15)$$

або, враховуючи вираз (2), матимемо:

$$N_{K1} = N_{K2} = \frac{1}{2} H \cdot \cos \delta \sin \omega t + P_1 \cdot \sin \gamma. \quad (16)$$

Тоді величини сил тертя  $\bar{F}_{K1}$  і  $\bar{F}_{K2}$  будуть дорівнювати:

$$F_{K1} = F_{K2} = f N_{K1} = f (Q_{зб.1} \cdot \cos \delta + P_1 \cdot \sin \gamma), \quad (17)$$

або, враховуючи вираз (2), матимемо:

$$F_{K1} = F_{K2} = \frac{1}{2} f H \cdot \cos \delta \sin \omega t + f P_1 \cdot \sin \gamma. \quad (18)$$

Очевидно, що під час безпосереднього контакту клинів  $A_1B_1C_1$  та  $A_2B_2C_2$  з поверхнею коренеплоду вектори сил тертя  $\bar{F}_{K1}$  і  $\bar{F}_{K2}$  будуть завжди лежати у площині клинів  $A_1B_1C_1$  та  $A_2B_2C_2$  відповідно. Крім того, за рахунок сил опору ґрунту, можливе проковзування коренеплоду по поверхні клинів у напрямку дії сил  $\bar{T}_1$ ,  $\bar{T}_2$  (паралельно лініям  $B_1M_1$  та  $B_2M_2$ ) та у напрямку, протилежному дії сил  $\bar{S}_1$ ,  $\bar{S}_2$ .

Тому вектор відносної швидкості проковзування коренеплоду по поверхні клинів можна розкласти на складові у зазначених вище напрямках. Отже, силу тертя  $\bar{F}_{K1}$  також можна розкласти на дві складові:

$\bar{F}_1$  – у напрямку, протилежному вектору  $\bar{T}_1$ , та  $\bar{E}_1$  – у напрямку вектора  $\bar{S}_1$ , тобто:

$$\bar{F}_{K_1} = \bar{F}_1 + \bar{E}_1. \quad (19)$$

Аналогічно, силу тертя  $\bar{F}_{K_2}$  також можна розкласти на дві складові:

$\bar{F}_2$  – у напрямку, протилежному вектору  $\bar{T}_2$ , та  $\bar{E}_2$  – у напрямку вектора  $\bar{S}_2$ , тобто:

$$\bar{F}_{K_2} = \bar{F}_2 + \bar{E}_2. \quad (20)$$

Очевидно, що  $F_1 = F_2$ ,  $E_1 = E_2$ .

Визначимо величини складових  $\bar{F}_1$  і  $\bar{E}_1$ , а отже  $\bar{F}_2$  і  $\bar{E}_2$ . З наведених вище міркувань та виразу (16) можна зробити висновок, що на відрізках  $[2k\pi, (2k+1)\pi]$ ,  $k = 0, 1, 2, \dots$ , зокрема на відрізку  $[0, \pi]$ , величина сили тертя  $\bar{F}_{K_1} (\bar{F}_{K_2})$  визначається згідно виразу (18), причому на відрізку  $\left[0, \frac{\pi}{2}\right]$  вона зростає від мінімальної величини

$$F_{K_1 \min} = F_{K_2 \min} = f P_l \cdot \sin \gamma \quad (21)$$

до максимальної величини

$$F_{K_1 \max} = F_{K_2 \max} = \frac{l}{2} f H \cdot \cos \delta + f P_l \cdot \sin \gamma, \quad (22)$$

а на відрізку  $\left[\frac{\pi}{2}, \pi\right]$  вона спадає від  $F_{K_1 \max} (F_{K_2 \max})$  до  $F_{K_1 \min} (F_{K_2 \min})$ . Причому,

напрямок вектора сили тертя на відрізку  $\left[0, \frac{\pi}{2}\right]$  також змінюється. Вектор

$\bar{F}_{K_1 \min} (\bar{F}_{K_2 \min})$  напрямлений так само, як вектор сили тертя для звичайного лемішного копача (при відсутності збурюючої сили), тобто паралельно прямим  $A_1 O'_1 (A_2 O'_2)$ , причому  $\angle O'_1 A_1 M_1 = \angle O'_2 A_2 M_2 = \gamma$  [7]. Вектор  $\bar{F}_{K_1 \max} (\bar{F}_{K_2 \max})$  відхиляється від вектора  $\bar{F}_{K_1 \min} (\bar{F}_{K_2 \min})$  на деякий кут  $\alpha_{K_1 \max} (\alpha_{K_2 \max})$ , причому  $\alpha_{K_1 \max} = \alpha_{K_2 \max}$ .

Отже, на відрізку  $\left[0, \frac{\pi}{2}\right]$  вектор  $\bar{F}_{K_1} (\bar{F}_{K_2})$  рухається від вектора  $\bar{F}_{K_1 \min} (\bar{F}_{K_2 \min})$  до вектора  $\bar{F}_{K_1 \max} (\bar{F}_{K_2 \max})$ , а на відрізку  $\left[\frac{\pi}{2}, \pi\right]$  – від вектора  $\bar{F}_{K_1 \max} (\bar{F}_{K_2 \max})$  до вектора  $\bar{F}_{K_1 \min} (\bar{F}_{K_2 \min})$ . Таким чином, кут відхилення  $\alpha_{K_1} (\alpha_{K_2})$  вектора  $\bar{F}_{K_1} (\bar{F}_{K_2})$  від вектора  $\bar{F}_{K_1 \min} (\bar{F}_{K_2 \min})$  на відрізку  $[0, \pi]$  змінюється за наступним законом:

$$\alpha_{K_2} = \alpha_{K_1} = \alpha_{K_1 \max} \cdot \sin \omega t. \quad (23)$$

Очевидно, що величина  $\alpha_{K_1 \max} (\alpha_{K_2 \max})$  залежить у першу чергу від відношення

$\frac{H}{P_l} \left( \frac{H}{P_2} \right)$  і буде тим більшою, чим більшим буде зазначене відношення. Отже, на відрізку  $[0, \pi]$  величина вектора тертя  $\bar{F}_{K_1} (\bar{F}_{K_2})$  змінюється згідно закону (18), а напрям – згідно закону (23).

Таким чином, на відріжку  $[0, \pi]$  маємо наступні значення складових  $\bar{F}_1(\bar{F}_2)$  і  $\bar{E}_1(\bar{E}_2)$ .

$$F_1 = F_2 = F_{K_1} \cdot \sin(\gamma + \alpha_{K_1}), \quad (24)$$

$$E_1 = E_2 = F_{K_1} \cdot \cos(\gamma + \alpha_{K_1}), \quad (25)$$

або, враховуючи вирази (18) і (23), матимемо:

$$F_1 = F_2 = \left( \frac{1}{2} f H \cdot \cos \delta \sin \omega t + f P_1 \cdot \sin \gamma \right) \sin \left( \gamma + \alpha_{K_1 \max} \cdot \sin \omega t \right), \quad (26)$$

$$E_1 = E_2 = \left( \frac{1}{2} f H \cdot \cos \delta \sin \omega t + f P_1 \cdot \sin \gamma \right) \cos \left( \gamma + \alpha_{K_1 \max} \cdot \sin \omega t \right) \quad (27)$$

Вирази (26) і (27) мають місце на будь-якому відріжку  $[2k\pi, (2k+1)\pi]$ ,  $k = 0, 1, 2, \dots$

Очевидно, що на відрізках  $[(2k-1)\pi, 2k\pi]$ ,  $k = 1, 2, \dots$ , сили тертя  $\bar{F}_{k1}(\bar{F}_{k2})$  дорівнюють:

$$F_{K_1} = F_{K_2} = F_{K_1 \min} = f P_1 \cdot \sin \gamma. \quad (28)$$

Отже, на зазначених відрізках матимемо:

$$F_1 = F_2 = F_{K_1 \min} \cdot \sin \gamma = f P_1 \sin \gamma \cdot \sin \gamma = f P_1 \sin^2 \gamma, \quad (29)$$

$$E_1 = E_2 = F_{K_1 \min} \cdot \cos \gamma = f P_1 \sin \gamma \cdot \cos \gamma = \frac{1}{2} f P_1 \sin 2\gamma. \quad (30)$$

Сили опору розпушеного ґрунту при безпосередньому вилученні коренеплоду можна вважати залежними від швидкості руху коренеплоду у розпушеному ґрунті, або, у першому наближенні, – просто постійними величинами. Тому для спрощення математичної моделі будемо сили  $\bar{R}_{x_l}$ ,  $R_{z_l}$  та момент пари  $M$  вважати постійними величинами.

Складемо спочатку диференціальні рівняння руху центра мас коренеплоду (точка С), тобто поступального руху коренеплоду вздовж осей  $O_l x_l$  і  $O_l z_l$ .

Враховуючи вище приведену схему сил, диференціальне рівняння руху центра мас коренеплоду у векторній формі при його безпосередньому вилученні буде мати наступний вигляд:

$$m_k \bar{a} = \bar{N}_1 + \bar{N}_2 + \bar{L}_1 + \bar{L}_2 + \bar{F}_1 + \bar{F}_2 + \bar{E}_1 + \bar{E}_2 + \bar{G}_k + \bar{R}_{z_l} + \bar{R}_{x_l}, \quad (31)$$

де  $\bar{a}$  – прискорення руху центра мас коренеплоду.

Оскільки процес вилучення, як було зазначено вище, відбувається при симетричному захваті коренеплоду робочим органом, то рух коренеплоду вздовж робочого русла копача відбувається фактично у повздовжньо-вертикальній площині (площині  $x_l O_l z_l$ ), а тому векторне рівняння (31) зводиться до системи двох рівнянь у проекціях на осі  $Ox_l$  і  $Oz_l$  наступного вигляду:

$$\left. \begin{aligned} m_k \ddot{x}_1 &= N_{1x_1} + N_{2x_1} + L_{1x_1} + L_{2x_1} + F_{1x_1} + F_{2x_1} + E_{1x_1} + E_{2x_1} - R_{x_1}, \\ m_k \ddot{z}_1 &= N_{1z_1} + N_{2z_1} + L_{1z_1} + L_{2z_1} - F_{1z_1} - F_{2z_1} - G_k - R_{z_1}. \end{aligned} \right\} \quad (32)$$

Визначимо значення проекцій сил, що входять у систему рівнянь (32).

Враховуючи вирази, отримані в [7], проекції нормальних складових  $\bar{N}_1$  і  $\bar{N}_2$  на вісь  $O_l x_l$  визначаються наступним чином:

$$\bar{N}_{1x_1} = \bar{N}_{2x_1} = \frac{N_1 \cdot \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}, \quad (33)$$

або, враховуючи вираз (11), отримаємо:

$$\bar{N}_{1x_1} = \bar{N}_{2x_1} = \frac{Q_{33_1} \cdot \cos \delta \cdot tg \gamma}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}}. \quad (34)$$

Проекції нормальних складових  $\bar{L}_1$  і  $\bar{L}_2$  на вісь  $O_1x_1$  дорівнюють:

$$L_{1x_1} = L_{2x_1} = \frac{L_1 \cdot tg \gamma}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}}, \quad (35)$$

або, враховуючи (13), отримаємо:

$$L_{1x_1} = L_{2x_1} = \frac{P_1 \sin \gamma \cdot tg \gamma}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}}. \quad (36)$$

Для проекцій складових  $\bar{F}_1$  і  $\bar{F}_2$  сил тертя маємо наступні вирази:

$$F_{1x_1} = F_{2x_1} = F_1 \cos \delta \sin \gamma, \quad (37)$$

або, враховуючи (26), матимемо:

$$\begin{aligned} F_{1x_1} = F_{2x_1} = & \left( \frac{1}{2} f H \cdot \cos \delta \sin \omega t + f P_1 \cdot \sin \gamma \right) \times \\ & \times \sin \left( \gamma + \alpha_{K_1 \max} \cdot \sin \omega t \right) \cos \delta \sin \gamma, \\ & \omega t \in [2k\pi, (2k+1)\pi], \quad k = 0, 1, 2, \dots \end{aligned} \quad (38)$$

Враховуючи (29), отримаємо:

$$\begin{aligned} F_{1x_1} = F_{2x_1} = & f P_1 \sin^3 \gamma \cos \delta, \\ & \omega t \in [(2k-1)\pi, 2k\pi], \quad k = 1, 2, \dots \end{aligned} \quad (39)$$

Проекції складових  $\bar{E}_1$  і  $\bar{E}_2$  сил тертя на вісь  $O_1x_1$  дорівнюють:

$$E_{1x_1} = E_{2x_1} = E_1 \cos \gamma, \quad (40)$$

або, враховуючи (27), матимемо наступний вираз:

$$\begin{aligned} E_{1x_1} = E_{2x_1} = & \left( \frac{1}{2} f H \cdot \cos \delta \sin \omega t + f P_1 \cdot \sin \gamma \right) \times \\ & \times \cos \left( \gamma + \alpha_{K_1 \max} \cdot \sin \omega t \right) \cos \gamma, \\ & \omega t \in [2k\pi, (2k+1)\pi], \quad k = 0, 1, 2, \dots \end{aligned} \quad (41)$$

Враховуючи (30), отримаємо:

$$\begin{aligned} E_{1x_1} = E_{2x_1} = & \frac{1}{2} f P_1 \sin 2\gamma \cos \gamma, \\ & \omega t \in [(2k-1)\pi, 2k\pi], \quad k = 1, 2, \dots \end{aligned} \quad (42)$$

Проекції нормальних складових  $\bar{N}_1$  і  $\bar{N}_2$  на вісь  $O_1z_1$  згідно [7] будуть дорівнювати:

$$N_{1z_1} = N_{2z_1} = \frac{N_1 \cdot tg \beta}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}}, \quad (43)$$

або, враховуючи (11), отримаємо:

$$N_{1z_1} = N_{2z_1} = \frac{Q_{33_1} \cdot \cos \delta \cdot tg \beta}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}}. \quad (44)$$

Проекції нормальних складових  $\bar{L}_1$  і  $\bar{L}_2$  на вісь  $O_1z_1$  дорівнюють:

$$L_{1z_1} = L_{2z_1} = \frac{L_1 \cdot tg \beta}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}}, \quad (45)$$

або, враховуючи (13), матимемо:

$$L_{1z_1} = L_{2z_1} = \frac{P_1 \sin \gamma \cdot tg \beta}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}}. \quad (46)$$

Проекції складових  $\bar{F}_1$  і  $\bar{F}_2$  сил тертя на вісь  $O_{1z_1}$  дорівнюють:

$$F_{1z_1} = F_{2z_1} = F_1 \sin \delta, \quad (47)$$

або, враховуючи вираз (26), матимемо:

$$\begin{aligned} F_{1z_1} = F_{2z_1} = & \left( \frac{1}{2} f H \cdot \cos \delta \sin \omega t + f P_1 \cdot \sin \gamma \right) \times \\ & \times \sin (\gamma + \alpha_{K_1 \max} \cdot \sin \omega t) \sin \delta, \\ & \omega t \in [2k\pi, (2k+1)\pi], \quad k = 0, 1, 2, \dots \end{aligned} \quad (48)$$

Враховуючи (29), отримаємо:

$$\begin{aligned} F_{1z_1} = F_{2z_1} = & f P_1 \sin^2 \gamma \sin \delta, \\ & \omega t \in [(2k-1)\pi, 2k\pi], \quad k = 1, 2, \dots \end{aligned} \quad (49)$$

Проекції складових  $\bar{E}_1$  і  $\bar{E}_2$  сил тертя на вісь  $O_{1z_1}$  дорівнюють нулю на будь-якому відрізку, тобто  $E_{1z_1} = E_{2z_1} = 0$ .

Підставляючи вирази (34), (36), (38) або (39), (41) або (42), (44), (46), (48) або (49) у систему диференціальних рівнянь (32), отримаємо наступні системи диференціальних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} m_k \ddot{x}_1 = & \frac{2Q_{\beta_1} \cdot \cos \delta \cdot tg \gamma}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}} + \frac{2P_1 \sin \gamma \cdot tg \gamma}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}} + 2 \left( \frac{1}{2} f H \cdot \cos \delta \sin \omega t + f P_1 \cdot \sin \gamma \right) \times \\ & \times \sin (\gamma + \alpha_{K_1 \max} \cdot \sin \omega t) \cdot \cos \delta \sin \gamma + 2 \left( \frac{1}{2} f H \cdot \cos \delta \sin \omega t + f P_1 \cdot \sin \gamma \right) \times \\ & \times \cos (\gamma + \alpha_{K_1 \max} \cdot \sin \omega t) \cos \gamma - R_{x_1}, \\ m_k \ddot{z}_1 = & \frac{2Q_{\beta_1} \cdot \cos \delta \cdot tg \beta}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}} + \frac{2P_1 \sin \gamma \cdot tg \beta}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}} - 2 \left( \frac{1}{2} f H \cdot \cos \delta \sin \omega t + f P_1 \cdot \sin \gamma \right) \times \\ & \times \sin (\gamma + \alpha_{K_1 \max} \cdot \sin \omega t) \cdot \sin \delta - G_k - R_{z_1}, \\ & \omega t \in [2k\pi, (2k+1)\pi], \quad k = 0, 1, 2, \dots \end{aligned} \right\} \quad (50)$$

або

$$\left. \begin{aligned} m_k \ddot{x}_1 = & \frac{2P_1 \sin \gamma \cdot tg \gamma}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}} + 2f P_1 \cdot \sin^3 \gamma \cdot \cos \delta + f P_1 \cdot \sin 2\gamma \cdot \cos \gamma - R_{x_1}, \\ m_k \ddot{z}_1 = & \frac{2P_1 \sin \gamma \cdot tg \beta}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}} - 2f P_1 \cdot \sin^2 \gamma \cdot \sin \delta - G_k - R_{z_1}, \\ & \omega t \in [(2k-1)\pi, 2k\pi], \quad k = 1, 2, \dots \end{aligned} \right\} \quad (51)$$

У системах рівнянь (50), (51) сили опору розпушеного ґрунту  $\bar{R}_{x_1}$  і  $\bar{R}_{z_1}$  при русі коренеплоду в робочому руслі копача вважаються постійними.

Початкові умови для диференціальних рівнянь (50), (51) визначимо наступним чином. Оскільки коренеплід до початку безпосереднього вилучення здійснює коливання навколо положення рівноваги, то початкові умови для координат центра мас коренеплоду (точка С) можна вважати наступними:

при  $t=0$ :

$$x_1 = x_{10}, \quad z_1 = -\frac{1}{3}h_k,$$

де  $x_{10}$  – відстань вертикальної осі коренеплоду від початку координат (точка  $O_I$ ) у момент часу  $t=0$ .

Похибка може бути хіба що у межах амплітуди коливань коренеплоду, яка досить мала у порівнянні з довжиною робочого русла копача та глибиною вилучення. Враховуючи далі, що при кожному коливанні, протягом періоду, існує момент часу, коли швидкість переміщення коренеплоду дорівнює нулю, прийнемо за початковий саме цей момент часу при останньому коливанні, яке переходить у безпосереднє вилучення коренеплоду з ґрунту. Таким чином, для систем диференціальних рівнянь (50), (51) початкові умови будуть мати наступний вигляд: при  $t=0$ :

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= 0, & \dot{z}_1 &= 0, \\ x_1 &= x_{10}, & z_1 &= -\frac{1}{3}h_k. \end{aligned} \quad (52)$$

Підставивши вираз (2) у систему рівнянь (50), після деяких перетворень отримаємо наступну систему диференціальних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_1 &= \frac{1}{m_k} \left[ \frac{\cos\delta \cdot tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + f \cos^2\delta \cdot \sin(\gamma + \alpha_{K_1 \max} \cdot \sin\omega t) \cdot \sin\gamma + \right. \\ &\quad \left. + f \cos\delta \cdot \cos(\gamma + \alpha_{K_1 \max} \cdot \sin\omega t) \cdot \cos\gamma \right] \times \\ &\quad \times H \sin\omega t + \frac{2}{m_k} \left[ \frac{\sin\gamma \cdot tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + f \sin^2\gamma \cdot \sin(\gamma + \alpha_{K_1 \max} \cdot \sin\omega t) \times \right. \\ &\quad \left. \times \cos\delta + f \sin\gamma \cdot \cos\gamma \cdot \cos(\gamma + \alpha_{K_1 \max} \cdot \sin\omega t) \right] \cdot P_1 - \frac{R_{x_1}}{m_k}, \\ \ddot{z}_1 &= \frac{1}{m_k} \left[ \frac{\cos\delta \cdot tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} - f \cos\delta \cdot \sin(\gamma + \alpha_{K_1 \max} \cdot \sin\omega t) \cdot \sin\delta \right] \times \\ &\quad \times H \sin\omega t + \frac{2}{m_k} \cdot \left[ \frac{\sin\gamma \cdot tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} - f \sin\gamma \cdot \sin(\gamma + \alpha_{K_1 \max} \cdot \sin\omega t) \cdot \sin\delta \right] \times \\ &\quad \times P_1 - \frac{G_k}{m_k} - \frac{R_{z_1}}{m_k}, \\ \omega t &\in [2k\pi, (2k+1)\pi], \quad k=0,1,2, \end{aligned} \right\} \quad (53)$$

Система диференціальних рівнянь (53) є нелінійною. Її можна проінтегрувати лише наближеними чисельними методами з застосуванням ПЕОМ. У першому наближенні будемо вважати, що вектори сил тертя  $\bar{F}_{K_1}$  та  $\bar{F}_{K_2}$  зберігають постійний

напрямок, тобто кут між векторами  $\bar{F}_{K_1 \min}$  та  $\bar{F}_{K_1}$  постійний і дорівнює  $\frac{\alpha_{K_1 \max}}{2}$ ,

аналогічно кут між векторами  $\bar{F}_{K_2 \min}$  та  $\bar{F}_{K_2}$  постійний і дорівнює

$$\frac{\alpha_{K_2 \max}}{2}, \text{ причому } \frac{\alpha_{K_2 \max}}{2} = \frac{\alpha_{K_1 \max}}{2}.$$

Враховуючи це допущення, система диференціальних рівнянь (53) набуде вигляду:



$$\ddot{x}_1 = \frac{1}{m_k} \left[ \frac{\cos \delta \cdot tg \gamma}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}} + f \cos^2 \delta \cdot \sin \left( \gamma + \frac{\alpha_{K_1 \max}}{2} \right) \cdot \sin \gamma + f \cos \delta \times \right. \\ \left. \times \cos \left( \gamma + \frac{\alpha_{K_1 \max}}{2} \right) \cdot \cos \gamma \right] H \sin \omega t + \frac{2}{m_k} \times \\ \times \left[ \frac{\sin \gamma \cdot tg \gamma}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}} + f \sin^2 \gamma \cdot \sin \left( \gamma + \frac{\alpha_{K_1 \max}}{2} \right) \cdot \cos \delta + f \sin \gamma \cdot \cos \gamma \cdot \cos \left( \gamma + \frac{\alpha_{K_1 \max}}{2} \right) \right] \times (54) \\ \times P_1 - \frac{R_{x_1}}{m_k},$$

$$\ddot{z}_1 = \frac{1}{m_k} \left[ \frac{\cos \delta \cdot tg \beta}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}} - f \cos \delta \cdot \sin \left( \gamma + \frac{\alpha_{K_1 \max}}{2} \right) \cdot \sin \delta \right] \cdot H \sin \omega t + \frac{2}{m_k} \times \\ \times \left[ \frac{\sin \gamma \cdot tg \beta}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}} - f \sin \gamma \cdot \sin \left( \gamma + \frac{\alpha_{K_1 \max}}{2} \right) \cdot \sin \delta \right] \cdot P_1 - \frac{R_{z_1}}{m_k} - g, \\ \omega t \in [2k\pi, 2(k+1)\pi], \quad k = 0, 1, 2, \dots$$

Система диференціальних рівнянь (54) є системою лінійних диференціальних рівнянь другого порядку. Як відомо, вона розв'язується в квадратурах.

Для спрощення запису системи диференціальних рівнянь (54) введемо наступні позначення.

$$\frac{1}{m_k} \cdot \left[ \frac{\cos \delta \cdot tg \gamma}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}} + f \cos^2 \delta \cdot \sin \left( \gamma + \frac{\alpha_{K_1 \max}}{2} \right) \cdot \sin \gamma + \right. \\ \left. + f \cos \delta \cdot \cos \left( \gamma + \frac{\alpha_{K_1 \max}}{2} \right) \cdot \cos \gamma \right] = \phi_1, \quad (55)$$

$$\frac{2}{m_k} \cdot \left[ \frac{\sin \gamma \cdot tg \gamma}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}} + f \sin^2 \gamma \cdot \sin \left( \gamma + \frac{\alpha_{K_1 \max}}{2} \right) \cdot \cos \delta + \right. \\ \left. + f \sin \gamma \cdot \cos \gamma \cdot \cos \left( \gamma + \frac{\alpha_{K_1 \max}}{2} \right) \right] = \psi_1, \quad (56)$$

$$\frac{1}{m_k} \cdot \left[ \frac{\cos \delta \cdot tg \beta}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}} - f \cos \delta \cdot \sin \left( \gamma + \frac{\alpha_{K_1 \max}}{2} \right) \cdot \sin \delta \right] = \phi_2, \quad (57)$$

$$\frac{2}{m_k} \cdot \left[ \frac{\sin \gamma \cdot tg \beta}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}} - f \sin \gamma \cdot \sin \left( \gamma + \frac{\alpha_{K_1 \max}}{2} \right) \cdot \sin \delta \right] = \psi_2. \quad (58)$$

Враховуючи вирази (55) – (58), система диференціальних рівнянь (54) набуде наступного вигляду:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_1 &= \phi_1 H \sin \omega t + \psi_1 P_1 - \frac{R_{x_1}}{m_k}, \\ \ddot{z}_1 &= \phi_2 H \sin \omega t + \psi_2 P_1 - \frac{R_{z_1}}{m_k} - g. \end{aligned} \right\} \quad (59)$$

Проінтегруємо систему диференціальних рівнянь (59). Перший інтеграл буде дорівнювати:

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_1 &= -\frac{\phi_1 H}{\omega} \cos \omega t + \psi_1 P_1 t - \frac{R_{x_1}}{m_k} t + C_1, \\ \dot{z}_1 &= -\frac{\phi_2 H}{\omega} \cos \omega t + \psi_2 P_1 t - \frac{R_{z_1}}{m_k} t - gt + L_1, \end{aligned} \right\} \quad (60)$$

де  $C_1$  і  $L_1$  – довільні сталі.

Другий інтеграл буде дорівнювати:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= -\frac{\phi_1 H}{\omega^2} \sin \omega t + \frac{\psi_1 P_1 t^2}{2} - \frac{R_{x_1} t^2}{2m_k} + C_1 t + C_2, \\ z_1 &= -\frac{\phi_2 H}{\omega^2} \sin \omega t + \frac{\psi_2 P_1 t^2}{2} - \frac{R_{z_1} t^2}{2m_k} - \frac{gt^2}{2} + L_1 t + L_2, \end{aligned} \right\} \quad (61)$$

де  $C_2$  і  $L_2$  – довільні сталі.

Довільні сталі  $C_1$ ,  $L_1$ ,  $C_2$ ,  $L_2$  визначаються з початкових умов (52). Згадані довільні сталі будуть дорівнювати:

$$C_1 = \frac{\phi_1 H}{\omega}, \quad L_1 = \frac{\phi_2 H}{\omega}, \quad C_2 = x_{10}, \quad L_2 = -\frac{1}{3} h_k. \quad (62)$$

Підставляючи значення довільних сталих  $C_1$  і  $L_1$  у систему диференціальних рівнянь (60), отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_1 &= -\frac{\phi_1 H}{\omega} \cos \omega t + \psi_1 P_1 t - \frac{R_{x_1}}{m_k} t + \frac{\phi_1 H}{\omega}, \\ \dot{z}_1 &= -\frac{\phi_2 H}{\omega} \cos \omega t + \psi_2 P_1 t - \frac{R_{z_1}}{m_k} t - gt + \frac{\phi_2 H}{\omega}. \end{aligned} \right\} \quad (63)$$

Підставляючи значення довільних сталих  $C_2$ ,  $L_2$  у систему рівнянь (61), матимемо:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= -\frac{\phi_1 H}{\omega^2} \sin \omega t + \frac{\psi_1 P_1 t^2}{2} - \frac{R_{x_1} t^2}{2m_k} + \frac{\phi_1 H t}{\omega} + x_{10}, \\ z_1 &= -\frac{\phi_2 H}{\omega^2} \sin \omega t + \frac{\psi_2 P_1 t^2}{2} - \frac{R_{z_1} t^2}{2m_k} - \frac{gt^2}{2} + \frac{\phi_2 H t}{\omega} - \frac{1}{3} h_k. \end{aligned} \right\} \quad (64)$$

Системи рівнянь (63) і (64) відповідно описують закони зміни швидкості і переміщення центра мас коренеплоду у процесі його безпосереднього вилучення з ґрунту. З другого рівняння системи (64) можна визначити час  $t_l$  безпосереднього вилучення коренеплоду з ґрунту. Для цього необхідно у ліву частину зазначеного рівняння підставити значення  $z_l = 0$  і розв'язати отримане рівняння відносно  $t_l$ . Оскільки рівняння є трансцендентним, то отримати аналітичний вираз для визначення  $t_l$  неможливо, проте його можна розв'язати на ПЕОМ за допомогою відомих чисельних методів. Обчислене значення  $t_l$  можна застосувати для визначення продуктивності агрегату для викопування коренеплодів вібраційними викопуючими робочими органами.

Розглянемо далі систему диференціальних рівнянь (51). Для спрощення запису даної системи введемо наступні позначення:

$$\frac{1}{m_k} \cdot \left( \frac{2 \sin \gamma \cdot tg \gamma}{\sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}} + 2f \sin^3 \gamma \cdot \cos \delta + f \sin 2\gamma \cdot \cos \gamma \right) = \psi'_1, \quad (65)$$

$$\frac{1}{m_k} \cdot \left( \frac{2 \sin \gamma \cdot \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} - 2 f \sin^2 \gamma \cdot \sin \delta \right) = \psi'_2. \quad (66)$$

З урахуванням виразів (65), (66) система диференціальних рівнянь (51) набуде вигляду:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_1 &= \psi'_1 P_1 - \frac{R_{x_1}}{m_k}, \\ \ddot{z}_1 &= \psi'_2 P_1 - \frac{G_k}{m_k} - \frac{R_{z_1}}{m_k}, \end{aligned} \right\} \quad (67)$$

$$\omega t \in [(2k-1)\pi, 2k\pi], \quad k = 1, 2, \dots$$

Після першого інтегрування системи рівнянь (67) отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_1 &= \psi'_1 P_1 t - \frac{R_{x_1}}{m_k} t + C_1, \\ \dot{z}_1 &= \psi'_2 P_1 t - \frac{G_k}{m_k} t - \frac{R_{z_1}}{m_k} t + L_1, \end{aligned} \right\} \quad (68)$$

де  $C_1$  і  $L_1$  – довільні сталі,

$$\omega t \in [(2k-1)\pi, 2k\pi], \quad k = 1, 2, \dots$$

Після другого інтегрування матимемо:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \psi'_1 P_1 \frac{t^2}{2} - \frac{R_{x_1} t^2}{2m_k} + C_1 t + C_2, \\ z_1 &= \psi'_2 P_1 \frac{t^2}{2} - \frac{G_k t^2}{2m_k} - \frac{R_{z_1} t^2}{2m_k} + L_1 t + L_2, \end{aligned} \right\} \quad (69)$$

де  $C_2$  і  $L_2$  – довільні сталі,

$$\omega t \in [(2k-1)\pi, 2k\pi], \quad k = 1, 2, \dots$$

Довільні сталі  $C_1$ ,  $L_1$ ,  $C_2$ ,  $L_2$  знаходимо з початкових умов (52). Згадані довільні сталі будуть дорівнювати:

$$C_1 = 0, \quad L_1 = 0, \quad C_2 = x_{10}, \quad L_2 = -\frac{1}{3} h_k. \quad (70)$$

Підставляючи значення довільних сталих  $C_1$  і  $L_1$  у систему рівнянь (68), отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_1 &= \psi'_1 P_1 t - \frac{R_{x_1}}{m_k} t, \\ \dot{z}_1 &= \psi'_2 P_1 t - \frac{G_k}{m_k} t - \frac{R_{z_1}}{m_k} t, \end{aligned} \right\} \quad (71)$$

$$\omega t \in [(2k-1)\pi, 2k\pi], \quad k = 1, 2, \dots$$

Підставляючи значення довільних сталих  $C_1$ ,  $L_1$ ,  $C_2$ ,  $L_2$  у систему рівнянь (69), матимемо:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \psi'_1 P_1 \frac{t^2}{2} - \frac{R_{x_1} t^2}{2m_k} + x_{10}, \\ z_1 &= \psi'_2 P_1 \frac{t^2}{2} - \frac{G_k t^2}{2m_k} - \frac{R_{z_1} t^2}{2m_k} - \frac{1}{3} h_k, \end{aligned} \right\} \quad (72)$$

$$\omega t \in [(2k-1)\pi, 2k\pi], \quad k = 1, 2, \dots$$

Системи рівнянь (71) та (72) відповідно описують закони зміни швидкості і переміщення центра мас коренеплоду у процесі його безпосереднього вилучення з ґрунту при відсутності дії збурюючої сили.

Складемо далі диференціальне рівняння повороту коренеплоду навколо його центра мас, вірніше навколо осі  $Cy_c$ , яка проходить через центр мас (точку  $C$ ) паралельно осі  $Oy_2$ . Згідно [8], зазначене рівняння буде мати такий вигляд:

$$I_{y_c} \frac{d^2\theta}{dt^2} = M_{y_c}^e, \quad (73)$$

де  $\theta$  – кут повороту коренеплоду навколо осі  $Cy_c$ ;

$I_{y_c}$  – момент інерції коренеплоду відносно осі  $Cy_c$ ;

$M_{y_c}^e$  – обертальний момент навколо осі  $Cy_c$  (сума моментів усіх зовнішніх сил, що діють на коренеплід, відносно осі  $Cy_c$ ).

Отже, визначимо моменти усіх зовнішніх сил відносно осі  $Cy_c$  згідно силової схеми, показаної на рис.

Оскільки рух центра мас коренеплоду розглянуто у системі координат  $x_1O_1z_1$ , то у цій же системі координат визначимо положення точок  $K_1$  і  $K_2$  контакту коренеплоду з робочими поверхнями лемешів. Як видно з рис., ордината точок контакту у зазначеній системі координат буде дорівнювати:

$$z_{K_1} = z_{K_2} = -h_k + h,$$

де  $h$  – ордината зазначених точок контакту у системі координат  $x_2O_2z_2$ .

Оскільки рух лемешів відбувається на певній глибині, то величина  $h$  для даного коренеплоду може змінюватись лише у межах амплітуди коливань лемешів, яка досить мала у порівнянні з величиною  $h$ . Тому величину  $h$  для даного коренеплоду будемо вважати постійною.

Ордината центра мас коренеплоду (точка  $C$ ) у будь-який момент часу буде дорівнювати:

$$z_c = z_1,$$

де  $z_1$  визначається з другого рівняння системи (64).

Таким чином, ординати точок  $K_1$  і  $K_2$  відрізняються від ординати точки  $C$  на величину

$$-h_k + h - z_1.$$

Так, наприклад, на початку безпосереднього вилучення

$$\left( z_1 = -\frac{1}{3} h_k \right) \text{ маємо:}$$

$$-h_k + h + \frac{1}{3} h_k = h - \frac{2}{3} h_k.$$

Тоді моменти усіх зовнішніх сил, що діють на коренеплід у будь-який момент часу, будуть дорівнювати:

$$M_{y_c}(\overline{Q}_{зб_1}) = M_{y_c}(\overline{Q}_{зб_2}) = -Q_{зб_1} \cdot (-h_k + h - z_1) \sin \theta, \quad (74)$$

оскільки вектори сил  $\overline{Q}_{зб_1}$  та  $\overline{Q}_{зб_2}$  паралельні площині  $x_1O_1z_1$ .

$$M_{y_c}(\overline{P}_1) = M_{y_c}(\overline{P}_2) = P_1 \cos \theta \cdot (-h_k + h - z_1), \quad (75)$$

оскільки вектори сил  $\overline{P}_1$  і  $\overline{P}_2$  паралельні площині  $x_1O_1z_1$ .

$$M_{y_c}(\overline{F}_1) = M_{y_c}(\overline{F}_2) = F_1 \cos \varepsilon \cdot (-h_k + h - z_1) \sin \theta \quad (76)$$

або, враховуючи вираз (26), матимемо:

$$\begin{aligned}
 M_{y_c}(\bar{F}_1) = M_{y_c}(\bar{F}_2) &= \left( \frac{1}{2} f H \cdot \cos \delta \sin \omega t + f P_1 \cdot \sin \gamma \right) \times \\
 &\times \sin(\gamma + \alpha_{K1 \max} \cdot \sin \omega t) \cos \varepsilon \cdot (-h_k + h - z_1) \sin \theta, \\
 \omega t &\in [2k\pi, (2k+1)\pi], \quad k = 0, 1, 2, \dots
 \end{aligned} \quad (77)$$

Враховуючи вираз (29), отримаємо:

$$\begin{aligned}
 M_{y_c}(\bar{F}_1) = M_{y_c}(\bar{F}_2) &= f P_1 \cdot \sin^2 \gamma \cdot \cos \varepsilon \cdot (-h_k + h - z_1) \sin \theta, \\
 \omega t &\in [(2k-1)\pi, 2k\pi], \quad k = 1, 2, \dots
 \end{aligned} \quad (78)$$

$$M_{y_c}(\bar{E}_1) = M_{y_c}(\bar{E}_2) = E_1 \cos \gamma \cdot (-h_k + h - z_1) \cos \theta. \quad (79)$$

Враховуючи вираз (27), отримаємо:

$$\begin{aligned}
 M_{y_c}(\bar{E}_1) = M_{y_c}(\bar{E}_2) &= \left( \frac{1}{2} f H \cdot \cos \delta \sin \omega t + f P_1 \cdot \sin \gamma \right) \times \\
 &\times \cos(\gamma + \alpha_{K1 \max} \cdot \sin \omega t) \cos \gamma \cdot (-h_k + h - z_1) \cos \theta, \\
 \omega t &\in [2k\pi, (2k+1)\pi], \quad k = 0, 1, 2, \dots
 \end{aligned} \quad (80)$$

Враховуючи вираз (30), матимемо:

$$M_{y_c}(\bar{E}_1) = M_{y_c}(\bar{E}_2) = \frac{1}{2} f P_1 \cdot \sin 2\gamma \cdot \cos \gamma \cdot (-h_k + h - z_1) \cos \theta, \quad (81)$$

$$\begin{aligned}
 \omega t &\in [(2k-1)\pi, 2k\pi], \quad k = 1, 2, \dots \\
 M_{y_c}(\bar{G}_k) &= 0,
 \end{aligned} \quad (82)$$

$$M_{y_c}(\bar{R}_{z_1}) = 0, \quad (83)$$

оскільки вектори  $\bar{G}_k$  і  $\bar{R}_{z_1}$  перетинають вісь  $Cy_c$ .

Отже, враховуючи вирази (74), (75), (77) або (78), (80) або (81), (82), (83) та момент  $M$  пари сил опору розпушеного ґрунту повороту коренеплоду, знаходимо значення обертального моменту  $M_{y_c}^e$  усіх зовнішніх сил відносно осі  $Cy_c$ , який буде дорівнювати:

$$\begin{aligned}
 M_{y_c}^e &= -2Q_{331} \cdot (-h_k + h - z_1) \sin \theta + 2P_1 \cos \theta \cdot (-h_k + h - z_1) + \\
 &+ 2 \cdot \left( \frac{1}{2} f H \cos \delta \sin \omega t + f P_1 \sin \gamma \right) \cdot \sin(\gamma + \alpha_{K1 \max} \sin \omega t) \cos \varepsilon \cdot (-h_k + h - z_1) \sin \theta + \\
 &+ 2 \cdot \left( \frac{1}{2} f H \cos \delta \sin \omega t + f P_1 \sin \gamma \right) \cdot \cos(\gamma + \alpha_{K1 \max} \sin \omega t) \cos \gamma \cdot (-h_k + h - z_1) \cdot \cos \theta - M, \\
 \omega t &\in [2k\pi, (2k+1)\pi], \quad k = 0, 1, 2, \dots
 \end{aligned} \quad (84)$$

або

$$\begin{aligned}
 M_{y_c}^e &= 2P_1 \cos \theta \cdot (-h_k + h - z_1) + 2f P_1 \cdot \sin^2 \gamma \cdot \cos \varepsilon \cdot (-h_k + h - z_1) \sin \theta + \\
 &+ f P_1 \cdot \sin 2\gamma \cdot \cos \gamma \cdot (-h_k + h - z_1) \cdot \cos \theta - M, \\
 \omega t &\in [(2k-1)\pi, 2k\pi], \quad k = 1, 2, \dots
 \end{aligned} \quad (85)$$

Момент інерції  $I_{y_c}$  коренеплоду відносно осі  $Cy_c$  визначається з виразу [8]:

$$I_{y_c} = \left( \frac{3}{80} + \frac{3}{20} \operatorname{tg}^2 \varepsilon \right) m_k h_k^2. \quad (86)$$

Підставляючи вирази (2), (86), (84) або (85) у диференціальне рівняння (73), отримаємо диференціальне рівняння повороту коренеплоду навколо осі  $Cy_c$  при безпосередньому вилученні, яке має наступний вигляд:

$$\begin{aligned} \left( \frac{3}{80} + \frac{3}{20} \operatorname{tg}^2 \varepsilon \right) m_k h_k^2 \frac{d^2 \theta}{dt^2} = & -H \cdot (-h_k + h - z_1) \sin \theta \cdot \sin \omega t + 2P_1 \cos \theta \cdot (-h_k + h - z_1) + \\ & + 2 \cdot \left( \frac{1}{2} f H \cos \delta \sin \omega t + f P_1 \sin \gamma \right) \cdot \sin(\gamma + \alpha_{k1 \max} \sin \omega t) \cos \varepsilon \cdot (-h_k + h - z_1) \sin \theta + \\ & + 2 \cdot \left( \frac{1}{2} f H \cos \delta \sin \omega t + f P_1 \sin \gamma \right) \cdot \cos(\gamma + \alpha_{k1 \max} \sin \omega t) \cos \gamma \cdot (-h_k + h - z_1) \cdot \cos \theta - M, \end{aligned} \quad (87)$$

$$\omega t \in [2k\pi, (2k+1)\pi], \quad k = 0, 1, 2, \dots$$

або

$$\begin{aligned} \left( \frac{3}{80} + \frac{3}{20} \operatorname{tg}^2 \varepsilon \right) m_k h_k^2 \frac{d^2 \theta}{dt^2} = & 2P_1 \cos \theta \cdot (-h_k + h - z_1) + 2f P_1 \sin^2 \gamma \times \\ & \times \cos \varepsilon \cdot (-h_k + h - z_1) \sin \theta + f P_1 \sin 2\gamma \cdot \cos \gamma \cdot (-h_k + h - z_1) \cdot \cos \theta - M, \end{aligned} \quad (88)$$

$$\omega t \in [(2k-1)\pi, 2k\pi], \quad k = 1, 2, \dots$$

Початкові умови для отриманого диференціального рівняння визначаємо з тих же міркувань, що і початкові умови (52). Зазначені початкові умови мають наступний вигляд:

при  $t=0$ :

$$\theta = 0, \quad \dot{\theta} = 0. \quad (89)$$

Диференціальне рівняння (87) є нелінійним. Розв'язати його можна наближеними чисельними методами з застосуванням ПЕОМ, причому для кожного кроку застосування чисельного алгоритму значення  $z_1$  необхідно знаходити з другого рівняння системи (64) для відповідного моменту часу  $t_k$ . Диференціальне рівняння (88) через входження в нього величини  $z_1$ , яка є змінною, також є нелінійним, і для кожного моменту часу  $t_k$  згадану величину  $z_1$  необхідно визначати з другого рівняння системи (72).

Таким чином, аналітично досліджено процес безпосереднього вилучення коренеплоду з ґрунту при вібраційному викопуванні цукрових буряків. Отримані результати дають можливість визначати кінематичні режими вібраційного викопування коренеплодів з умов їхнього непошкодження та конструктивні параметри вібраційних викопуючих органів.

#### Висновки:

1. Складені диференціальні рівняння, що описують плоскопаралельний рух коренеплоду у ґрунті при його безпосередньому вилученні, який здійснюється під дією вертикальної збурюючої сили, що надається коренеплоду від вібраційного викопуючого органу, та тягового зусилля, що виникає внаслідок поступального руху копака.

2. Розв'язок даних диференціальних рівнянь дав можливість знайти закон руху коренеплоду у повздовжньо - вертикальній площині при безпосередньому вилученні з ґрунту.

3. Отримані результати дають можливість визначати кінематичні режими вібраційного викопування коренеплодів з умов їхнього непошкодження та конструктивні параметри вібраційних викопуючих органів.

#### Список літератури

1. Василенко П.М., Погорельий Л.В., Брей В.В. Вибрационный способ уборки корнеплодов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1970, №2. – С.9 – 13.
2. Свеклоуборочные машины (конструирование и расчет) // Л.В. Погорельий, Н.В. Татьянко, В.В. Брей и др.; под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техника, 1983. – 168с.
3. Булгаков В.М., Головач І.В., Войтюк Д.Г. Теорія вібраційного викопування коренеплодів. – Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Механізація сільськогосподарського виробництва", 2003. Том XIV. – С. 34 – 86.

4. Булгаков В.М., Головач І.В., Войтюк Д.Г. Теорія поперечних коливань коренеплоду при вібраційному викопуванні. – Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Випуск 18. Мелітополь, 2004. – С. 8 – 24.
5. Булгаков В.М., Головач І.В. Про вимушені поперечні коливання тіла коренеплоду при вібраційному викопуванні. – Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: Збірник наукових праць, випуск 39. Харків: ХНТУСГ, 2005. – С. 23 – 39.
6. В Булгаков, І Головач. Розробка математичної моделі вилучення коренеплоду з ґрунту. // Техніка АПК, 2006, №6, 7, 8. С. 36 – 38.
7. Булгаков В.М., Головач І.В. Уточнена теорія викопуючого робочого органу лемішного типу // Вісник аграрної науки Причорномор'я. Спеціальний випуск 4(18). Том I. – Миколаїв: МДАУ, 2002. – С. 37–63.
8. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. Том II Динамика. – М.: Наука, 1985. – 496 с.

*И.Головач, Н.Березовой, Н.Свирень, В.Пришляк*

#### **Теория выкапывания корнеплодов вибрационным способом**

Составлена математическая модель, которая описывает процесс непосредственного извлечения корнеплода из почвы осуществляемого под действием вертикальной возмущающей силы и тягового усилия, которые предоставляются корнеплоду от выкапывающего рабочего органа. Получена система дифференциальных уравнений, решение которой дало возможность определить закон движения корнеплода в процессе его непосредственного извлечения.

*I.Holovach, M.Berezovyy, M.Sviren, V.Pruchliak*

#### **The theory of excavation of root crops in the vibrating way**

The mathematical model which describes process of direct extraction of a root crop of soil carried out under the influence of vertical revolting force and traction effort which are given to a root crop from the digging out worker of body is made. The system of the differential equations which decision has given the chance to define the law of movement of a root crop in the course of its direct extraction is received.

Одержано 18.09.11

## УДК 6.31.3

В.І. Рубльов, проф., д-р техн. наук

*Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ*

## Система показників якості сільськогосподарської техніки та їх оцінка

Визначені групи промислової продукції, до яких відноситься сільськогосподарська техніка та її складові частини. У загальному уявленні це ремонтуєма і неремонтуєма промислова продукція. Визначена кількість і найменування груп показників якості сільськогосподарської техніки. Встановлені групи і підгрупи показників, що підлягають оцінці. Наведені результати аналізу нормованих методів оцінки сільськогосподарської техніки. Сформульовані рекомендації для удосконалення оцінки якості сільськогосподарської техніки.

**система показників, якість, промислова продукція, оцінка, сільськогосподарська техніка, нормативні документи**

**Постановка проблеми.** При розробці сільськогосподарської техніки (далі “СГТ”) використовується номенклатура показників, які регламентовані стандартами і нормативними документами на її виготовлення. Оцінка якості СГТ виконується по методах регламентованих в технічних умовах на виготовлення. В той же час, ні всі вони відповідають сучаснім вимогам, щодо забезпечення якості продукції [1, 2]. Це відноситься до використання методів статистичного контролю, повноти охоплення продукції при приймальному контролю, сертифікаційних випробуваннях і, як наслідок, достовірності контролю [3]

**Проблема:** обґрунтувати групи продукції, до яких відноситься СГТ, групи показників її якості і методи їх оцінки.

**Аналіз останніх досліджень** був пов'язаний з вивченням існуючих нормативних документів і фахових видань. Відповідно “Переліку продукції, що підлягає обов’язковій сертифікації в Україні” були визначені види СГТ, що підлягають сертифікаційним випробуванням [4]. До них відносяться: машини для підготовки та обробки ґрунту, машини для посіву і садіння, засоби застосування пестицидів і агрохімікатів, машини для збирання урожаю і після збиральної обробки зерна, машини навантажувальні - розвантажувальні транспортні, допоміжні, машини для тваринництва, машини і обладнання для птахівництва, машини для заготівлі і приготування кормів.

Номенклатура показників у загальному вигляді наведена в ГОСТ 22851 – 77 “Выбор номенклатуры показателей качества промышленной продукции. Основные положения” [5].

Вимоги більш конкретно описані в технічних умовах на виготовлення СГТ. Для деяких видів вони найбільш широко розглянуті в наведених технічних умовах [6-9]. Проте, методи оцінки, у тому числі контролю і випробувань, не передбачають використання органолептичних і статистичних методів контролю. Вибірка кількості машин, що обумовлена при прийманні їх партії в 50 штук, складає 2 %, тобто одна машина. Крім того, не вказується значущість контролюємих показників. Це впливає на об’єктивність планів контролю і випробувань, а також прийняття рішення по його результатам і захист прав покупців СГТ [3, 10].

**Результати досліджень.** Виконаний інформаційний пошук нормативних документів і фахових джерел [3 - 9] дозволяє визначити групи промислової продукції, до яких відноситься СГТ, і групи показників її якості. Враховуючи положення



«Переліку продукції...» повно комплектна техніка відноситься до ремонтуємих виробів, а деякі складові частини відносяться до неремонтуємих виробів [5].

Обґрунтування вибору номенклатури показників якості виконувалося з урахуванням: призначення і умов використання СГТ; аналізу вимог споживачів; задач управління якістю продукції; складу і структури властивостей, що характеризуються; основних вимог до показників якості.

Розглянути групи нормованих показників якості пристосовано до СГТ та її складових частин (таблиця 1). Відповідно ГОСТ 22851-77 [5] визначені наступні основні групи показників якості для ремонтуємої техніки:

- показники призначення;
- показники економного використання сировини, матеріалів, палива і енергії;
- показники надійності (безвідмовності, довговічності, збереження, ремонтпридатності);
- ергономічні показники;
- естетичні показники;
- показники технологічності;
- показники транспортабельності;
- показники стандартизації і уніфікації;
- патентно-правові показники;
- екологічні показники;
- показники безпеки.

Таблиця 1 – Групи показників якості сільськогосподарської техніки

№ п/п	Найменування групи показників якості СГТ	Кількість підгруп показників	Група СГТ	
			Неремонтуємі	Ремонтуємі
1	Показники призначення	9	+	+
2	Показники економічного використання сировини, матеріалів, палива і енергії	7	+	+
3	Показники надійності		+	+
3.1	Безвідмовності	3	+	+
3.2	Довговічності	12	+	+
3.3	Ремонтпридатності	2	-	+
3.4	Збереженості	2	+	+
4	Показники ергономічні	4	+	+
5	Показники естетичні	8	+	+
6	Показники технологічні	4	+	+
7	Показники транспортабельності	5	+	+
8	Показники стандартизації і уніфікації	4	+	+
9	Показники патентно-правові	3	+	+
10	Показники екологічні	2	+	+
11	Показники безпеки	3	+	+

Показники якості для неремонтуємої СГТ і складових частин не містять показники ремонтпридатності (табл. 1). Залежно від специфічних особливостей СГТ і умов її застосування деякі групи показників якості, приведені в таблиці 1, можуть бути відсутніми. Визначена кількість і найменування груп показників якості СГТ. Кількість груп показників складає 11, а підгруп – 68 найменувань.

При оцінці рівня якості продукції необхідно враховувати економічні показники, що характеризують витрати на розробку, виготовлення, експлуатацію або споживання продукції.

**Показники призначення** характеризують властивості СГТ, що визначають основні функції, для виконання яких вона призначена, і обумовлюють область її застосування.

Прикладами показників призначення є наступні: 1) показник продуктивності; 2) максимальна і мінімальна швидкості; 3) потужність; 4) показник маневреності; 5) показник прохідності; 6) показник чутливості; 7) вміст корисної речовини; 8) вміст шкідливих домішок; 9) мінімально допустима температура зовнішнього повітря.

**До показників економного використання** сировини, матеріалів, палива і енергії відносяться: питомі витрати сировини (матеріалів), палива, енергії; витрати матеріалів, палива, енергії при заданому (регламентованому) режимі експлуатації; коефіцієнт корисної дії.

**Показники надійності** характеризують властивості: 1) безвідмовності; 2) довговічності; 3) ремонтпридатності; 4) збереження.

**Ергономічні показники** характеризують систему «людина-виріб (зокрема, «людина-машина»)» і враховують комплекс: 1) гігієнічних; 2) антропометричних; 3) фізіологічних; 4) психологічних властивостей людини. Вони виявляються у виробничих і побутових процесах. Номенклатура ергономічних показників — по ГОСТ 16466—70.

**Естетичні показники** характеризують інформаційну виразність, раціональність форми, цілісність композиції і досконалість виробничого виконання продукції.

**Показники технологічні** характеризують властивості продукції, обумовлюючи оптимальний розподіл витрат матеріалів, засобів праці і часу при технологічній підготовці виробництва, виготовлення і експлуатації продукції. Номенклатуру показників технологічності визначають з обліком ГОСТ 14.201 -73, ГОСТ 14.202—73, ГОСТ 14.205—83 і комплексу стандартів ЕСТПП.

**Показники транспортабельності** характеризують пристосованість продукції до переміщення в просторі (транспортуванню), що не супроводжується її використанням або споживанням.

**Показники стандартизації і уніфікації** характеризують насиченість продукції стандартними, уніфікованими і оригінальними частинами, а також рівень уніфікації з іншими виробами.

**Патентно-правові показники** характеризують ступінь, оновлення технічних рішень, використаних в продукції, їх патентний захист, а також можливість безперешкодної реалізації продукції в Україні і за кордоном.

**Показники екологічні** характеризують рівень шкідливих дій на навколишнє середовище, виникаючих при експлуатації або споживанні продукції.

При виборі і визначенні цих показників необхідно враховувати вимоги з довкілля охорони.

**Показники безпеки** характеризують особливості продукції, що обумовлюють при її використанні безпеку обслуговуючого персоналу.

Для визначення безпосередньої кількості показників якості підлеглих контролю конкретної машини доцільно використовувати стандарти ДСТУ 2860-94, ГОСТ 14.201-83, ГОСТ 14.202-73, ГОСТ 14.205-83, ГОСТ 12971-67, ГОСТ 14192-96, ГОСТ 16456-70 [ 11-17], стандарти ЕСТПП, ССБТ і креслення.

Групи і підгрупи показників, що підлягають оцінці при сертифікаційних випробуваннях складають, відповідно, 4 групи і, у тому числі, 16 підгруп, тобто біля 25 % від їх загальної кількості. При цьому розглядаються групи економічних, ергономічних, екологічних показників, показників безпеки і інших з урахуванням конкретної машини.

Остання кількість показників з їх загальної кількості (табл. 1) визначається при вхідному, операційному і приймальному контролі комплектуючих складових частин, напівфабрикатів при виготовленні готових складових частин і повнокомплектної СГТ (табл. 2). В той же час, не забезпечується суцільний контроль виробів при приймально-здавальному контролі, періодичних випробуваннях, випробуваннях на надійність і сертифікаційних випробуваннях (табл. 3).

Таблиця 2 – Результати аналізу кількості показників якості, які оцінюються при випробуваннях СГТ по ТУ

Види випробувань	Кількість контролюємих показників по СГТ			
	Плуги	Сівалки	Комбайни	Трактори
<b>1. Загальна кількість показників, у т.ч.:</b>	<b>223</b>	<b>348</b>	<b>397</b>	<b>345</b>
<b>1.1. Технічні характеристики і властивості</b>	<b>163</b>	<b>255</b>	<b>207</b>	<b>240</b>
<b>1.2. По техніки безпеки</b>	<b>60</b>	<b>93</b>	<b>190</b>	<b>105</b>
2. Операційний контроль, %	32,7			
3. Пред'явницькі випробування, %		48,2		
4. Суцільний контроль, %			19,4	
5. Приймально-здавальний контроль, %	86,1	75,6	37,3	16,0
6. Періодичні випробування, %	86,1	97,7	52,9	19,1
7. Випробування на надійність, %	86,2	100	64,7	20,3
8. Сертифікаційні, %	86,2	100	100	44,1

Таблиця 3 - Результати аналізу періодичності і об'єму випробувань СГТ по ТУ

Види і об'єм випробувань	Кількість контролюємих показників по СГТ			
	Плуги	Сівалки	Комбайни	Трактори
1. Операційний контроль, %	суцільний			
2. Пред'явницькі випробування, %		суцільний		
3. Суцільний контроль, %			суцільний	
4. Приймально-здавальний контроль, %	2% плугів з добової партії	1 сівалка з добової партії	1 комбайн від 50 шт	суцільний
5. Періодичні випробування, %	1 плуг за три роки	1 сівалка в 2 роки	2 комбайна в рік	1 трактор в квартал
6. Випробування на надійність, %	1 плуг за три роки	1 сівалка в 2 роки	2 комбайна в рік	1 трактор в три роки
7. Сертифікаційні, %	1 плуг за три роки	1 сівалка в три роки	1 комбайн в 3 роки	1 трактор в три роки

Для усунення вказаного негативного явища і реалізації положень Закону України “Про захист прав покупців сільськогосподарських машин” [10] на кафедрі технічного сервісу і інженерного менеджменту НУБіП проводиться систематично робота по розробці методів і карт контролю щодо упровадження статистичного контролю при прийманні СГТ, як при виготовленні, так і продажу. Їх застосування у виробництві дозволяє на 10-14% збільшити об'єм вибіркового контролю зразків техніки на всіх стадіях виготовлення і випробувань.

**Висновки.** Виконано аналіз нормативних документів, що регламентують оцінку якості продукції і номенклатуру показників якості промислової продукції. Встановлені групи продукції, до яких відноситься СГТ і її складові частини. У загальному уявленні це ремонтуєма і неремонтуєма продукція. Визначена кількість і найменування груп показників якості СГТ. Кількість груп показників складає 11, а підгруп – 68 найменувань.

Групи і підгрупи показників, що підлягають оцінці при сертифікаційних випробуваннях складають, відповідно, 4 групи і, у тому числі, 16 підгруп, тобто біля 25

% від їх загальної кількості.. При цьому розглядаються групи економічних, ергономічних, екологічних показників, показників безпеки і інших з урахуванням конкретної машини.

Остання кількість показників з їх загальної кількості визначається при вхідному, операційному і приймальному контролі комплектуючих складових частин, напівфабрикатів при виготовленні готових складових частин і повнокомплектної СГТ. В той же час, не забезпечується статистичний контроль виробів.

На кафедрі технічного сервісу і інженерного менеджменту НУБіП проводиться систематично робота по розробці методів і карт контролю щодо упровадження статистичного контролю при прийманні СГТ, як при виготовленні, так і продажу. Їх застосування у виробництві дозволяє на 10-14% збільшити об'єм вибіркового контролю зразків техніки на всіх стадіях виготовлення і випробувань.

## Список літератури

1. ДСТУ ISO 9001:2009 “Система управління якістю. Вимоги”.
2. ДСТУ ISO 9004:2001 “Системи управління якістю. Настанови щодо поліпшення діяльності”.
3. Рубльов В.І., Управління якістю технічного сервісу і сільськогосподарської техніки при постачанні. Посібник / За ред. В.І. Рубльова. – 2-е видання доп. – К.: Видав. НАУ, 2006. – 236 с.
4. Перелік продукції, що підлягає обов'язковій сертифікації в Україні, затверджений наказом Державного комітету України з питань технічного регулювання та споживчої політики від 1 лютого 2005 року №28.
5. ГОСТ 22851-77 Выбор номенклатуры показателей качества промышленной продукции. Основные положения.
6. ТУ У 29.3 – 23712430 – 002 – 2006. Плуги необертові ПНН-3, ПНН-4, ПНН-5, ПНН-6, ПНН-7.
7. ТУ У 3.37-05784437-163-96 Сівалка зернотукотрав'яна СЗТ-3,6А. ( на заміну ТУ 23.2.1871-87)
8. ТУУ 3.37-31862695.0.002-2002 Комбайн зернозбиральний самохідний ДОН-1500Б (ДОН 1500У).
9. ТУУ 29.3. 30722204.004-2002 Тракторы “БЕЛАРУС” МТЗ-80.1, МТЗ-82.1.
10. Закон України “Про захист прав покупців сільськогосподарських машин”.
11. ДСТУ 2860-94 Надійність техніки. Терміни та визначення.
12. ГОСТ 14.201-83 Обеспечение технологичности конструкции изделий. Общие требования
13. ГОСТ 14.202-73 ЕСТПП. Правила выбора показателей технологичности конструкции изделий.
14. ГОСТ 14.205-83 Технологичность конструкции изделий. Термины и определения. Взамін ГОСТ 18831-73.
15. ГОСТ 12971-67 Таблички прямоугольные для машин и приборов.
16. ГОСТ 14192-96 Маркировка грузов.
17. ГОСТ 16456-70. Качество продукции. Эргономические показатели. Номенклатура.

*В. Рублёв*

### **Система показателей качества сельскохозяйственной техники и их оценка**

Определены группы промышленной продукции, до которых относится сельскохозяйственная техника и её составные части. В общем представлении эта ремонтируемая и неремонтируемая промышленная продукция. Определено количество и наименование групп показателей качества сельскохозяйственной техники. Установлены группы и подгруппы показателей, которые подлежат оценке при испытаниях. Представлены результаты анализа нормированных методов испытаний сельскохозяйственной техники. Сформулированы рекомендации для усовершенствования оценки качества сельскохозяйственной техники.

*V. Rublov*

### **System of indexes of quality of agricultural technique and their estimation**

The groups of industrial products are certain, which an agricultural technique and its component parts belongs to. In about general presentation this repaired and unrepaired industrial products. An amount and name of groups of indexes of quality of agricultural technique is certain. Groups and sub-groups of indexes, which are subject to estimation at the tests, are set. The results of analysis of norm methods of estimation of agricultural technique are represented. Recommendations for the improvement of estimation of quality of agricultural technique are formulated.

Одержано 10.09.11

УДК 621.787.4:621.882

Б.И. Бутаков, проф., д-р техн. наук, А.В. Зубехина, инж.

*Николаевский государственный аграрный университет*

## Обкатывание игольчатыми роликами резьб с широкой впадиной и архимедовых червяков

В статье описаны результаты исследования процесса обкатывания игольчатыми роликами резьб с широкой впадиной и архимедовых червяков. Предложен способ обкатывания резьб и червяков с большими углами подъема линии витка с помощью гибких игольчатых роликов.

**обкатывание винтовых поверхностей игольчатыми роликами, кривизна винтовой поверхности, шероховатость**

Известные способы накатывания резьб на цилиндрических заготовках и обкатывания предварительно прорезанных резьб роликами резьбового профиля пригодны для обработки резьбы с небольшим шагом.

При увеличении высоты профиля крупных резьб или червяков сила, необходимая для эффективной деформации поверхностного слоя, растет пропорционально квадрату линейных размеров зоны контакта ролика с деталью, что ограничивает область применения известных способов относительно малыми размерами винтовых нарезок.

Интенсификация деформации при небольших силах обкатывания достигается за счет уменьшения диаметра роликов [1]. Применение роликов малого диаметра открывает возможность обкатывания весьма крупных трапецеидальных или упорных резьб и червяков. Для обкатывания упорных резьб с расширенной впадиной и архимедовых червяков разработано устройство с самоустанавливающимися игольчатыми роликами [2].

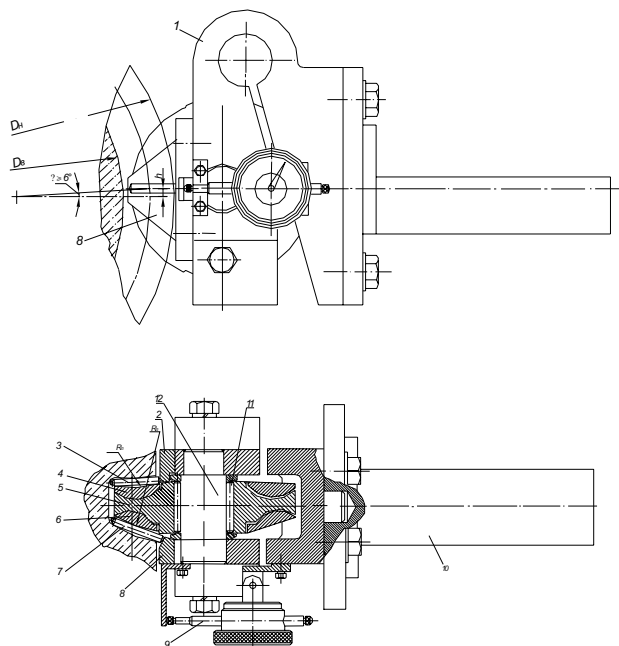


Рисунок 1 - Схема устройства для обкатывания игольчатыми роликами упорной резьбы с шагом 64 мм

Конструкция устройства для обкатывания упорной резьбы с шагом 64 мм на нажимных винтах прокатных станов показана на рис. 1. Рабочие игольчатые ролики 3 и 7 установлены в пазах сепараторов 2 и 8 под углами, соответствующими номинальным углам профиля червяка или резьбы, и опираются на тороконические шайбы 4 и 6, служащие промежуточными элементами между роликами и диском 5, установленным через игольчатый подшипник 11 на оси 12 в корпусе 1. Корпус 1 выполнен с возможностью поворота относительно державки 10 на угол подъема линии витка  $\lambda$ . Для измерения упругой деформации пружинящей части корпуса 1 устройство снабжено индикатором 9. Державкой 10 устройство установлено в резцедержателе токарного станка, в патроне и задней бабке которого закреплена обкатываемая деталь. Устройство работает следующим образом. Поперечным и продольным перемещениями суппорта станка устройство заводится во впадину обкатываемой резьбы, так чтобы игольчатые ролики 3 и 7 коснулись левой и правой сторон впадины резьбы. Вращением рукоятки поперечного винта суппорта станка за счет деформации упругой части корпуса 1, контролируемой по индикатору 9, ролики поджимаются к винтовым поверхностям с усилием обкатывания  $P_{об}$ . При номинальной величине углов профиля обкатываемой резьбы между торообразными поверхностями шайб и диском образуются клиновые зазоры, достаточные для установочных перемещений роликов при колебаниях угловых размеров резьбы. Самоустановка облегчается тем, что центр кривизны торообразных поверхностей лежит вблизи линии контакта роликов с деталью. Благодаря самоустановке обеспечивается равномерный контакт роликов с деталью на всей длине образующих профиля резьбы.

Жесткость (10 кН/мм) пружинящей части корпуса устройства достаточна для создания необходимого усилия обкатывания, контролируемого по индикатору. Корпус поворачивается на оправке вокруг оси, проходящей через впадину резьбы. Поворот опорного диска с роликами необходим при обкатывании резьб с большими углами подъема.

Для обкатывания резьбы приходится смещать плоскость роликов относительно осевого сечения детали на некоторую величину  $h$ , достаточную для образования силы, поджимающей ролики к корпусу, иначе ролики будут смещаться в направлении дна впадины обкатываемой резьбы, нарушая процесс обкатывания.

Смещение  $h$  (рис. 1), так же как и разворот плоскости роликов на угол  $\lambda_p$ , приводит к изменению ширины впадины, искажению углов и к появлению кривизны профиля резьбы в плоскости роликов.

Запишем уравнения винтовой поверхности резьбы в системе координат  $X, Y, Z$  (рис. 2):

$$\begin{aligned}x &= \rho \cos \varphi; \\y &= \rho \sin \varphi; \\z &= (\rho - m)tg\alpha + P\varphi,\end{aligned}$$

где  $\rho$  и  $\varphi$  — криволинейные координаты;

$P$  — параметр винтового движения (при шаге резьбы, равном  $P_s$ ,  $P = P_s / 2\pi$ );

$\alpha$  - угол профиля;

$m$  — отрезок, отсекаемый образующей винтовой поверхности на оси  $X$ .

Переходя к системе координат  $X_2, Y_2, Z_2$ , связанной с плоскостью роликов, получим

$$\begin{aligned}x_2 &= \rho \cos \varphi; \\y_2 &= \rho \sin \varphi \cos \lambda_p + [(\rho - m)tg\alpha + P\varphi] \sin \lambda_p + \frac{h \cos(\lambda - \lambda_p)}{\cos \lambda}; \\z_2 &= -\rho \sin \varphi \sin \lambda_p + [(\rho - m)tg\alpha + P\varphi] \cos \lambda_p + \frac{h \sin(\lambda - \lambda_p)}{\cos \lambda},\end{aligned} \quad (1)$$

где  $\lambda$  - угол подъема резьбы.

В плоскости роликов  $y_2 = 0$ , поэтому уравнение сечения винтовой поверхности в криволинейных координатах на плоскости роликов запишется

$$\psi(\rho, \varphi) = \rho \sin \varphi \cos \lambda_p + [(\rho - m) \operatorname{tg} \alpha + P \varphi] \sin \lambda_p + \frac{h \cos(\lambda - \lambda_p)}{\cos \lambda} = 0. \quad (2)$$

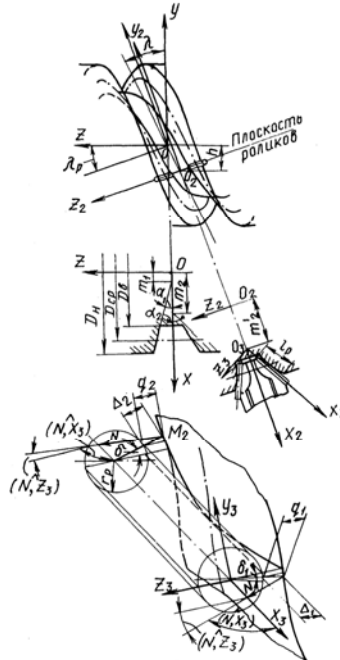


Рисунок 2 - Схема расчета геометрических параметров сечения резьбы плоскостью роликов

Значение угла  $\varphi$  в уравнении (2) для левой стороны впадины резьбы определяется в зависимости от угла ( $\beta$ ) между плоскостью роликов и образующей резьбы. Угол  $\beta$  через направляющие коэффициенты плоскости роликов и образующей резьбы выразится:

$$\sin \beta = \frac{|A \cdot l + B \cdot m + C \cdot n|}{\sqrt{A^2 + B^2 + C^2} \cdot \sqrt{l^2 + m^2 + n^2}}, \quad (3)$$

где  $A, B, C$  – коэффициенты направляющего вектора плоскости роликов;

$l, m, n$  – направляющие коэффициенты образующей резьбы.

В системе координат  $X_2, Y_2, Z_2$  уравнения винтовой поверхности (1) при  $\varphi = \text{const}$  являются уравнениями ее образующей.

Направляющие коэффициенты образующей резьбы ( $l, m, n$ ) определим из уравнений (1), как разность координат двух точек образующей при  $\rho = 0$  и  $\rho = 1$

$$\begin{aligned} l &= \cos \varphi; \\ m &= \sin \varphi \cos \lambda_p + \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \lambda_p; \\ n &= -\sin \varphi \sin \lambda_p + \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \lambda_p. \end{aligned}$$

Коэффициенты направляющего вектора плоскости роликов  $A = 0; B = 1; C = 0$ .

Угол ( $\beta$ ) между плоскостью роликов и образующей резьбы определится:

$$\sin \beta = \cos \alpha (\cos \varphi \sin \lambda_p + \sin \varphi \cos \lambda_p) + \sin \alpha \sin \lambda_p. \quad (4)$$

После преобразования уравнения (4) относительно угла  $\varphi$  имеем:

$$\sin \varphi_1 = \frac{\cos \lambda_p (\sin \beta - \sin \alpha \cdot \sin \lambda_p) - \sqrt{\cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \lambda_p - (\sin \beta - \sin \lambda_p \sin \alpha)^2}}{\cos \alpha \cdot \cos^2 \lambda_p}. \quad (5)$$

Приравнявая  $\beta = -6^\circ$ ,  $\alpha = \alpha_1$ , найдем значение угла  $\varphi_1$  из уравнения (5) для левой стороны впадины.

Подставив значение  $\varphi = \varphi_1$  в уравнение (2), при  $m = m_1$ ,  $\alpha = \alpha_1$  и  $\rho = \frac{D_{cp}}{2}$  определим необходимую величину смещения  $h$

$$h = \frac{-\cos \lambda \left\{ \frac{D_{cp}}{2} \sin \varphi_1 \cos \lambda_p + \left[ \left( \frac{D_{cp}}{2} - m_1 \right) \operatorname{tg} \alpha_1 + p \varphi_1 \right] \sin \lambda_p \right\}}{\cos(\lambda - \lambda_p)}. \quad (6)$$

Приравнявая  $m$  и  $\alpha$  последовательно  $m_1$ ,  $\alpha_1$  и  $m_2$ ,  $(-\alpha_2)$  для левой и правой стороны впадины, определим из уравнения (2) значения углов  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  на среднем диаметре резьбы ( $\rho = \frac{D_{cp}}{2}$ ). Подставив эти значения в выражение  $Z_2$  системы уравнений (1) и просуммировав полученные значения, найдем ширину впадины резьбы в плоскости роликов:

$$B' = b'_1 + b'_2 = (b_1 + b_2) \cos \lambda_p - \frac{D_{cp}}{2} \sin \lambda_p (\sin \varphi_1 - \sin \varphi_2) + \frac{S}{2\pi} \cos \lambda_p (\varphi_1 - \varphi_2). \quad (7)$$

Углы профиля резьбы в плоскости роликов  $\alpha$ , составленные касательными к профилю на среднем диаметре и осью  $X_2$ , определяются из уравнений (1) при  $y_2 = 0$ . Исключив при этом параметр  $\rho$ , получим

$$\begin{aligned} \operatorname{ctg} \alpha' = \frac{dx_2(\varphi)}{dz_2(\varphi)} &= \frac{(\cos \lambda_p + \sin \lambda_p \operatorname{tg} \alpha_1 \sin \varphi) [P \varphi \sin \lambda_p - m \operatorname{tg} \alpha \sin \lambda_p + h \frac{\cos(\lambda - \lambda_p)}{\cos \lambda}] - \dots}{P \sin \varphi (\cos \lambda_p \sin \varphi + \operatorname{tg} \alpha \sin \lambda_p) +} \\ &\dots \rightarrow \frac{-P \sin \lambda_p (\cos \lambda_p \sin \varphi + \operatorname{tg} \alpha \sin \lambda_p) \cos \varphi}{+ \operatorname{tg} \alpha [P \varphi \sin \lambda_p - m \operatorname{tg} \alpha \sin \lambda_p + h \frac{\cos(\lambda - \lambda_p)}{\cos \lambda}] \cos \varphi}. \end{aligned} \quad (8)$$

Значения  $\alpha'_1$  и  $(-\alpha'_2)$  находятся при подстановке в формулу (8) величин  $\alpha_1$ ,  $m_1$  и  $(-\alpha_2)$ ,  $m_2$ . Кривизна винтовой поверхности в плоскости роликов в соответствии с [3]

$$K_n = \frac{L \left( \frac{d\rho}{d\varphi} \right)^2 + 2M \frac{d\rho}{d\varphi} + N}{E \left( \frac{d\rho}{d\varphi} \right)^2 + 2F \frac{d\rho}{d\varphi} + G}. \quad (9)$$

Коэффициенты первой квадратичной формы  $E$ ,  $F$ ,  $G$  и второй квадратичной формы  $L$ ,  $M$ ,  $N$  для архимедовой винтовой поверхности определены в работе [4] и равны

$$\begin{aligned} E &= \sec^2 \alpha; F = \operatorname{tg} \alpha P; G = \rho^2 + P^2; L = 0; \\ M &= -\frac{P}{\sqrt{P^2 + \rho^2 \sec^2 \alpha}}; N = \frac{\rho^2 \operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{P^2 + \rho^2 \sec^2 \alpha}}. \end{aligned}$$

Подставляя их значения в (9), получим

$$K = \frac{-2\rho \frac{d\rho}{d\varphi} + \rho^2 \operatorname{tg} \alpha}{\left[ \sec^2 \alpha \left( \frac{d\rho}{d\varphi} \right)^2 + 2P \operatorname{tg} \alpha \frac{d\rho}{d\varphi} + P^2 + \rho^2 \right] \sqrt{P^2 + \rho^2 \sec^2 \alpha}}. \quad (10)$$



Отношение дифференциалов  $\frac{d\rho}{d\varphi}$  характеризует направление касательной к кривой пересечения винтовой поверхности плоскостью роликов и определяется уравнением

$$\frac{\partial \psi}{\partial \rho} d\rho + \frac{\partial \psi}{\partial \varphi} d\varphi = 0. \quad (11)$$

Определив  $\partial \psi / \partial \rho$  и  $\partial \psi / \partial \varphi$  из уравнения (2), получим

$$\frac{d\rho}{d\varphi} = - \frac{\rho \cos \lambda_p \cos \varphi + P \sin \lambda_p}{\sin \varphi \cos \lambda_p + \operatorname{tg} \alpha \sin \lambda_p}, \quad (12)$$

где значение угла  $\varphi$  определяется из уравнения (2) при заданном  $\rho$ .

В принятой системе координат знак кривизны, рассчитанной по формуле (11) при  $\alpha = \alpha_1$ , соответствует левой стороне впадины. Для правой стороны впадины при подстановке  $\alpha = -\alpha_2$  знак, полученный из формулы (11), меняется на обратный.

Номенклатура резьб и червяков, которые могут обкатываться цилиндрическими роликами с прямолинейной образующей, ограничивается предельной величиной кривизны винтовой поверхности в плоскости роликов. Эта кривизна зависит от диаметра, углов подъема линии витка и профиля резьбы.

Обкатывание винтовых поверхностей с положительной кривизной в плоскости роликов моделировалось обкатыванием конусов, а поверхностей с отрицательной кривизной - обкатыванием гиперboloидов.

Для моделирования взяты архимедовы червяки с модулями 10-24 мм, имеющие большие углы подъема линий витка. Трапецеидальные и упорные резьбы, имеющие значительно меньшие углы подъема линии витка и менее глубокие впадины, не моделировались.

При обкатывании определяли максимальную ширину деформированной полоски. Если эта ширина, умноженная на коэффициент уточнения (отношение длин контакта ролика с винтовой поверхностью и поверхностью модели при равной величине вдавливания ролика) ( $K_y$ ), определенный расчетами, равняется ширине витка моделируемой резьбы, или превосходит ее, то обкатывание резьбы возможно. При обкатывании моделей сохранялись кривизна обкатываемой поверхности в плоскости роликов и величины относительного скольжения в контакте роликов с деталью  $\mu_p$  в направлениях, параллельном и перпендикулярном оси ролика. Кривизну винтовой поверхности в плоскости роликов можно рассчитать по формулам (9) и (10).

Угол  $\varphi = \varphi_1$  в уравнении (10) для левой стороны впадины рассчитывали по (5) при  $\beta = -6^\circ$ ,  $\alpha = \alpha_1$ ,  $\lambda_p = \lambda$ , а угол  $\varphi = \varphi_2$  для правой стороны впадины определяли решением системы уравнений (2) и (6) при  $\alpha = \alpha_2$ ,  $\lambda_p = \lambda$ . Угол  $\beta = \beta_2$  для правой стороны впадины рассчитывали по (5) при  $\varphi = \varphi_2$ ,  $\alpha = -\alpha_2$ ,  $\lambda_p = \lambda$ .

Результаты расчета радиусов кривизны профиля для левой  $R_1 = 1/K_1$  и правой  $R_2 = 1/K_2$  сторон впадины архимедовых червяков с модулем 10 мм приведены в табл. 1, в первом и втором столбцах которой указаны соответственно числа заходов  $Z$  архимедовых червяков и отношения среднего диаметра профиля к модулю  $q_o$ . Заметим, что на левой стороне впадины кривизна имеет отрицательный знак, а на правой - положительный. При равном среднем диаметре профиля с ростом угла  $\lambda$  абсолютное значение кривизны увеличивается.

Радиус кривизны  $R_k$  поверхности конуса, принятого в качестве модели правой стороны впадины профиля в плоскости роликов (рис. 2, а), полученной поворотом на

угол  $\beta$  осевого сечения конуса вокруг перпендикуляра к его образующей, определяется с учетом формулы Эйлера [5]

$$R_k = r_{cp} / \sin \alpha_k \sin^2 \beta, \quad (13)$$

где  $r_{cp}$  - средний радиус конуса;  $\alpha_k$  - угол при основании конуса.

Относительное скольжение при обкатывании в направлении, перпендикулярном оси ролика: при обкатывании резьбы

$$\mu_p = \frac{V_{\max}}{V_{cp}} = \frac{\omega_p \left( \frac{D_{cp}}{2} + \frac{l_p}{2} \cos \beta \cos \alpha \right)}{\omega_p \frac{D_{cp}}{2}} = 1 + \frac{l_p \cos \alpha \cos \beta}{D_{cp}};$$

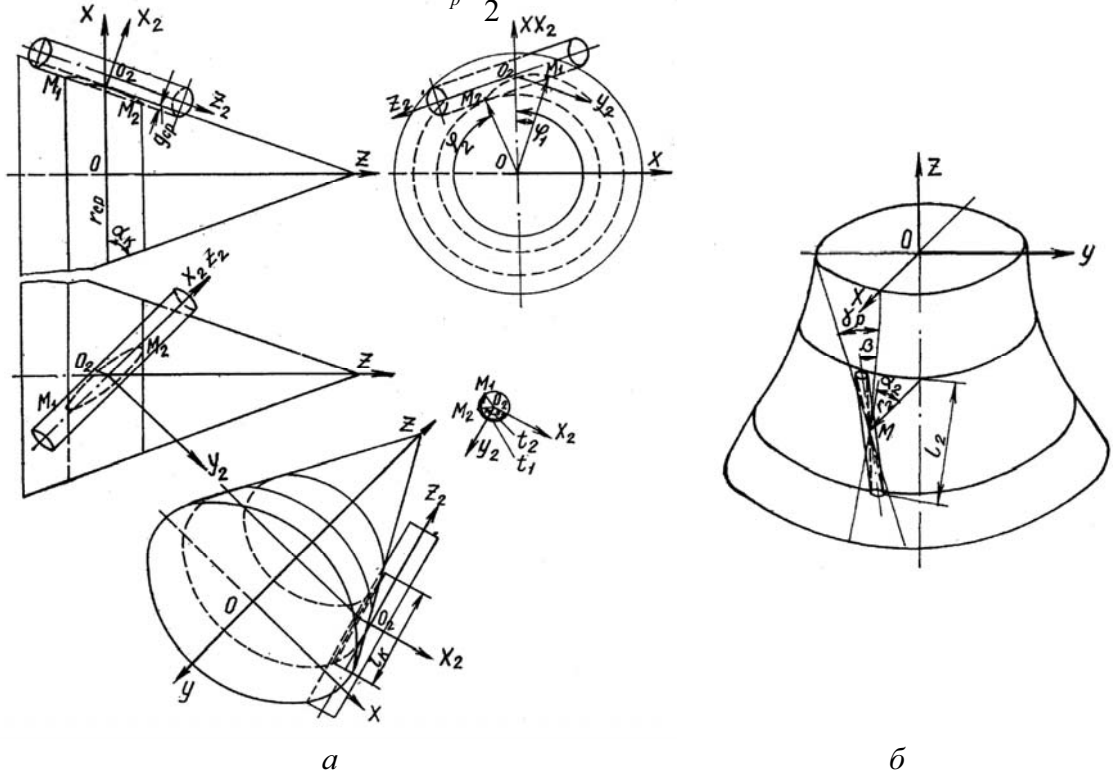


Рисунок 3 - Схемы расчетов параметров моделирования обкатывания конусов (а) и гиперболоидов (б) игольчатыми роликами

при обкатывании конуса

$$\mu_k = \frac{V_{\max}}{V_{cp}} = \frac{\omega_k \left( r_{cp} + \frac{l_k}{2} \cos \beta \cos \alpha_k \right)}{\omega_k r_{cp}} = 1 + \frac{l_k \cos \beta \cos \alpha_k}{2r_{cp}}.$$

Если  $\mu_p = \mu_k$ ;  $l_p = l_k$ , то получим

$$r_{cp} = D_{cp} \cos \alpha_k / 2 \cos \alpha. \quad (14)$$

Угол конуса  $\alpha_k$  с учетом (13) и (14) при  $R_k = 1/K_s$  определяется из уравнения

$$\alpha_k = \arctg \left[ \frac{D_{cp} K_s}{2 \cos \alpha \sin^2 \beta} \right].$$

(15)

Из решения геометрической задачи пересечения цилиндра с винтовой и конической поверхностями определим длину контакта ролика с поверхностью резьбы и макета, отношение этих значений равно коэффициенту уточнения  $K_y = l_p / l_k$ .

Запишем уравнения винтовой поверхности в системе координат  $X_3Y_3Z_3$  (см. рис. 2), где  $y_3$  - ось ролика. Для правой стороны впадины при  $\alpha = \alpha_1$ ,  $m' = m_2$  с учетом (1) имеем

$$\begin{aligned} x_3 &= \rho \cos \varphi \cos \alpha'_2 - \rho \sin \varphi \sin \lambda_p \sin \alpha'_2 - [(\rho - m_2) \operatorname{tg} \alpha_2 - \\ &- p \varphi] \cos \lambda_p \sin \alpha'_2 - m'_2 \cos \alpha'_2 + \frac{h \sin(\lambda - \lambda_p) \sin \alpha'_2}{\cos \lambda}; \\ y_3 &= \rho \sin \varphi \cos \lambda_p - [(\rho - m_2) \operatorname{tg} \alpha_2 - p \varphi] \sin \lambda_p + \frac{h \cos(\lambda - \lambda_p)}{\cos \lambda}; \\ z_3 &= -\rho \cos \varphi \sin \alpha'_2 - \rho \sin \varphi \sin \lambda_p \cos \alpha'_2 - [(\rho - m_2) \operatorname{tg} \alpha_2 - \\ &- p \varphi] \cos \lambda_p \cos \alpha'_2 + m'_2 \sin \alpha'_2 + \frac{h \sin(\lambda - \lambda_p) \cos \alpha'_2}{\cos \lambda}, \end{aligned} \quad (16)$$

где  $\alpha'_2$  - определяется из (5) при  $\alpha = -\alpha_2$ ,  $\varphi = \varphi_2$ ,  $\lambda_p = \lambda$ ,  $m'_2 = x_{2cp} \operatorname{ctg} \alpha'_2 - r_p \sec \alpha'_2$ ;  $x_{2cp}, z_{2cp}$  - из (1) при  $\rho = D_{cp}/2$ ,  $\alpha = \alpha_2$ ,  $r_p = D_p/2$ .

Расстояния  $\Delta_1$  и  $\Delta_2$  между точками  $M_1, M_2$  винтовой поверхности и поверхностью ролика при точечном контакте ролика с поверхностью резьбы на среднем диаметре профиля (рис. 2) определяются из выражения

$$\Delta = \left| \frac{z_3 \sin(\hat{N}, x_3)}{\cos(\hat{N}, z_3)} \right| - r_p,$$

где  $(\hat{N}, x_3)$  и  $(\hat{N}, z_3)$  - углы соответственно между осями  $x_3, z_3$  и нормалью  $N$  к винтовой поверхности, проходящей через точки  $M_1$  и  $M_2$  и ось  $x_3$ .

Вдавливание ролика в направлении оси  $z_3$  до момента касания поверхностью ролика точек  $M_1, M_2$  винтовой поверхности находится по формуле

$$q_{cp} = \frac{q_1 + q_2}{2} = \frac{1}{2} \left( \frac{\Delta_1}{\cos \delta_1} + \frac{\Delta_2}{\cos \delta_2} \right), \quad (17)$$

углы  $\delta_1$  и  $\delta_2$  определяются равенством  $\operatorname{tg} \delta_i = y_3 / z_3$ .

Координаты  $x_3, y_3, z_3$  точек  $M_1, M_2$  рассчитываются по формулам (16) соответственно при  $\beta = D_\mu/2$  и  $\rho = D_\epsilon/2$ . Значения угла  $\varphi$  в (16) определяются уравнением нормали  $N$  к винтовой поверхности, проходящей через ось  $x_3$ :

$$\frac{X - x_3}{\cos(\hat{N}, x_3)} = \frac{Y - y_3}{\cos(\hat{N}, y_3)} = \frac{Z - z_3}{\cos(\hat{N}, z_3)},$$

где  $X, Y, Z$  - координаты нормали;

$x_3, y_3, z_3$  — координаты точек  $M_1, M_2$  винтовой поверхности.

Направляющие косинусы с учетом (16) в соответствии с [3] определяются соотношением

$$\begin{aligned}\cos(\hat{N}, x_3) &= K [\sin \varphi (-\rho \sin \lambda_p \sin \alpha'_2 \operatorname{tg} \alpha_2 + p \cos \alpha'_2) + \\ &+ \cos \varphi (p \sin \lambda_p \sin \alpha'_2 + \rho \cos \alpha'_2 \operatorname{tg} \alpha_2) + \rho \cos \lambda_p \sin \alpha'_2] \\ \cos(\hat{N}, y_3) &= K [\rho (\sin \lambda_p + \sin \varphi \cos \lambda_p \operatorname{tg} \alpha_2) - \cos \varphi p \cos \lambda_p] \\ \cos(\hat{N}, z_3) &= K [\sin \varphi (-\rho \cos \alpha'_2 \sin \lambda_p \operatorname{tg} \alpha_2 - p \sin \alpha'_2) + \\ &+ \cos \varphi (-\rho \sin \alpha'_2 \operatorname{tg} \alpha_2 + p \cos \alpha'_2 \sin \lambda_p) + \rho \cos \lambda_p \cos \alpha'_2]\end{aligned}$$

где  $K$  - нормирующий множитель,  $K = 1 / \sqrt{\rho^2 \sin^2 \alpha_2 + p^2}$ .

В точках пересечения нормали с осью  $x_3$  значения  $y_3 = 0$ ,  $z_3 = 0$ . С учетом этого окончательно получим

$$\begin{aligned}\{ \rho \sin \varphi \cos \lambda_p - [(\rho - m') \operatorname{tg} \alpha_2 - p \varphi] \sin \lambda_p + h \frac{\cos(\lambda - \lambda_p)}{\cos \lambda} + \rho \cos \varphi \sin \alpha'_2 + \rho \sin \varphi \sin \lambda_p \cos \alpha'_2 + [(\rho - m') \operatorname{tg} \alpha_2 - \\ - p \varphi] \cos \lambda_p \cos \alpha'_2 - m'_2 \sin \alpha'_2 - \frac{h \sin(\lambda - \lambda_p) \cos \alpha'_2}{\cos \lambda} \} / \{ \rho (\sin \lambda_p + \sin \varphi \cos \lambda_p \operatorname{tg} \alpha_2) - \cos \varphi p \cos \lambda_p - \\ - \sin \varphi (\rho \cos \alpha'_2 \operatorname{tg} \alpha_2 + p \sin \alpha'_2) - \cos \varphi (\rho \sin \alpha'_2 \operatorname{tg} \alpha_2 - p \cos \alpha'_2 \sin \lambda_p) + \rho \cos \lambda_p \cos \alpha'_2 \} = 0.\end{aligned}$$

После преобразования имеем

$$\begin{aligned}\sin \varphi \{ \varphi [a_2 \rho + b_2] + c_2 \rho^2 + d \rho + e \} + \cos \varphi \{ \varphi [f d + q_2] + \\ + i \rho^2 + l_2 \rho + j \} + \omega \rho = 0,\end{aligned}\tag{18}$$

где

$$\begin{aligned}a_2 &= -p \operatorname{tg} \alpha_2 \cos \alpha'_2; b_2 = -p^2 \sin \lambda_p \sin \alpha'_2; c_2 = \sec^2 \alpha_2 \cos \alpha'_2; \\ d &= -m_2 \operatorname{tg}^2 \alpha_2 \cos \alpha'_2 - h \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{tg} \lambda \cos \alpha'_2 + p \operatorname{tg} \alpha_2 \sin \lambda_p \sin \alpha'_2 - \\ &- m'_2 \operatorname{tg} \alpha_2 \cos \lambda_p \sin \alpha'_2; \\ e &= -p \left( m_2 \operatorname{tg} \alpha_2 \sin \lambda_p \sin \alpha'_2 + \frac{h \cos(\lambda - \lambda_p) \sin \alpha'_2}{\cos \lambda} \right); \\ f &= -p \operatorname{tg} \alpha_2 \sin \lambda_p \sin \alpha'_2; \\ q_2 &= p^2 \cos \alpha'_2; \\ i &= \sec^2 \alpha_2 \sin \lambda_p \sin \alpha'_2; \\ l_2 &= -m' \operatorname{tg}^2 \alpha_2 \sin \lambda_p \sin \alpha'_2 - h \operatorname{tg} \alpha_2 \sin \alpha'_2 \frac{\cos(\lambda - \lambda_p)}{\cos \lambda} - p \operatorname{tg} \alpha_2 \cos \alpha'^2; \\ j &= p (m' \operatorname{tg} \alpha_2 \cos \alpha'_2 + h \operatorname{tg} \lambda \cos \alpha'_2 + m'_2 \cos \lambda_p \sin \alpha'_2); \\ \omega &= -p \cos \lambda_p \sin \alpha'_2 + h \cos \alpha'_2 - m'_2 \sin \lambda_p \sin \alpha'_2.\end{aligned}$$

Длина контакта ролика, вдавленного в винтовую поверхность на  $q_{cp}$ , находится из уравнения

$$l_p = x_{3n} - x_{36},$$

где  $x_{3n}, x_{36}$  абсциссы точек  $M_1$  и  $M_2$ .

Определим длину контакта ролика с конусной моделью для случая вдавливания ролика в поверхность конуса на величину  $q_{cp}$  (рис. 3, а). Запишем уравнения конуса в системе координат  $XYZ$  где ось конуса,  $z = (r_{cp} - r) \operatorname{tg} \alpha_k$ ;  $x = r \cos \psi$ ;  $y = r \sin \psi$  ( $r, \psi$  -

криволинейные координаты). Уравнения поверхности конуса в системе координат  $X_2Y_2Z_2$ , связанной с осью ролика,

$$\begin{aligned}x_2 &= \sin \alpha_k (r \cos \psi - r_{cp}) - r_p + q_{cp}; \\y_2 &= -\sin \beta [-r(\cos \psi \cos \alpha_k + \sin \psi \operatorname{ctg} \beta + \sin \alpha_k \operatorname{tg} \alpha_k) + r_{cp} \cos \alpha_k]; \\z_2 &= \cos \beta [-r(\cos \psi \cos \alpha_k - \sin \psi \operatorname{tg} \beta + \sin \alpha_k \operatorname{tg} \alpha_k) + r_{cp} \cos \alpha_k]\end{aligned}$$

Уравнения цилиндра в системе координат  $X_2Y_2Z_2$

$$x_2 = r_p \cos t; y_2 = r_p \sin t; z_2 = A. \quad (19)$$

Исключив параметр  $t$  при совместном решении уравнений поверхности конуса и цилиндра, получим

$$\begin{aligned}z &= \cos \beta \left[ \frac{b_1 \pm \sqrt{b_1^2 - 4ac_1}}{2a_1} (\cos \psi \cos \alpha_k - \sin \psi \operatorname{tg} \beta + \right. \\&\left. + \sin \alpha_k \operatorname{tg} \alpha_k + r_{cp} \cos \alpha_k) \right]\end{aligned} \quad (20)$$

где

$$\begin{aligned}a_1 &= \sin^2 \beta (\cos \psi \cos \alpha_k + \sin \psi \operatorname{ctg} \beta + \sin \alpha_k \operatorname{tg} \alpha_k)^2 + \sin \alpha_k \cos^2 \psi; \\b_1 &= -2[r_{cp} \sin^2 \beta \cos \alpha_k (\cos \psi \cos \alpha_k + \sin \psi \operatorname{ctg} \beta + \sin \alpha_k \operatorname{tg} \alpha_k) + \\&+ \cos \psi \sin \alpha_k (\sin \alpha_k r_{cp} - q_{cp} + r_p)]; \\c_1 &= \sin^2 \beta r_{cp}^2 \cos^2 \alpha_k - r_p^2 + (r_{cp} \sin \alpha_k - d_{cp} + r_p)^2.\end{aligned}$$

Длина контакта ролика с конусом определяется из уравнения

$$l_k = z_{2\max} - z_{2\min}. \quad (21)$$

Максимум и минимум функции находят из уравнения (19) численным методом.

Однополостной гиперboloид, служащий моделью винтовой поверхности с отрицательной кривизной в плоскости роликов, образуется прямолинейной режущей кромкой резца. Режущая кромка, первоначально совпадающая с образующей конуса с углом у основания  $\alpha_z$ , поворачивается вокруг перпендикуляра к образующей конуса на угол  $\gamma_p$  (рис. 3, б).

При вращении детали конусная поверхность за счет срезания припуска превращается в гиперboloид со средним радиусом  $r_z$ . Плоскость ролика при обкатывании гиперboloида образует с его осевым сечением угол  $\beta = 6^\circ$ . Определим угол разворота режущей кромки резца  $\gamma_p$ , при котором кривизна гиперboloида в плоскости ролика будет равняться кривизне винтовой поверхности. Кривизна сечения гиперboloида плоскостью ролика в точке  $M$  в соответствии с [5] определяется выражением

$$1/R = \cos^2 \beta / R_1 + \sin^2 \beta / R_2,$$

где  $R_1$  - радиус кривизны осевого сечения, гиперboloида;

$R_2$  - радиус кривизны сечения, нормального к образующей гиперboloида.

Применив предыдущую формулу к линии режущей кромки, получим

$$\cos^2 \gamma_p / R_1 + \sin^2 \gamma_p / R_2 = 0.$$

Решив совместно два последних уравнения при  $R_2 = r_z / \sin \alpha_z$ , с учетом,  $1/R_1 = K_g$  получим

$$\gamma_p = \operatorname{arctg} \left[ \sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta - \frac{r_z K_g}{\cos^2 \beta \sin \alpha_z}} \right]. \quad (22)$$

Значения  $r_z$  принимают равными  $r_{cp}$ , вычисленными по формуле (21) при  $\alpha_k = \alpha_z = 60^\circ$ .

Результаты расчета параметров моделирования для червяков с модулем 10 мм с различными  $Z$  и  $q_0$ , выполненного численно, приведены в табл. 1. Для червяков других модулей при любых  $z$  и  $q_0$  угловые параметры моделирования остаются неизменными, а линейные - увеличиваются пропорционально возрастанию модуля.

Конические и гиперboloидные модели обкатывались игольчатыми роликами на токарном станке ТВ-50 устройством с гидравлической схемой нагружения. Головка с игольчатым роликом выполнена с возможностью поворота вокруг оси устройства на угол  $\beta$ . Угол поворота замерялся маятниковым угломером. При нагружении ролик, благодаря повороту головки на цапфах, самоустанавливается по обкатываемой поверхности.

Обкатыванию подвергались усеченные конусы и гиперboloиды, причем кромка их верхнего основания моделировала кромку витка червяков. Материал моделей - улучшенные стали 40X и 34XH1M твердостью 286-320HB, широко применяемые в тяжелом машиностроении для изготовления червяков. Под обкатывание модели обтачивали полировочными резцами с прямолинейной режущей кромкой. Шероховатость поверхности перед обкатыванием достигала  $R_z = 10...40$  мкм. Каждую модель обкатывали с несколькими значениями усилия, верхнюю границу которого определяли по появлению шелушения металла на обкатываемой поверхности при пятом проходе. Для обкатывания моделей червяков с модулем 10 мм применен ролик диаметром 2,5 мм, с модулем 12 мм - диаметр ролика увеличен пропорционально модулю и равен 3 мм. На обкатанных конусах замеряли ширину  $b_k$  полосы обкатанной поверхности. Для червяков  $m = 10$  мм результаты замеров помещены в табл. 1. По результатам экспериментов, сравнивая величины  $b_k K_y$  с шириной витка моделируемого червяка, равной 21,5 мм, определяют,

Таблица 1 - Параметры моделирования обкатывания роликами архимедовых червяков

Исходные данные для расчета	$Z$	4	4	4	4	4	2	2	2	2	2	2	1	1	1	1	1	1
	$q_0$	7,5	8	9	12	16	7,5	8	9	10	12	14	7,5	8	9	12	14	16
	$D_B/2$ , мм	27,5	30	35	50	70	27,5	30	35	40	50	60	27,5	30	35	50	60	70
	$D_{cp}/2$ , мм	37,5	40	45	60	80	37,5	40	45	50	60	70	37,5	40	45	60	70	80
	$D_H/2$ , мм	47,5	50	55	70	90	47,5	50	55	60	70	80	47,5	50	55	70	80	90
	$m_1=m_2$ , мм	15,9	18,4	23,8	38,4	58,4	15,9	18,4	23,4	28,4	38,4	48,4	15,9	18,4	23,4	38,4	48,4	58,4
	$\lambda_{cp}$ , град	28,7	26,55	23,95	18,43	14,03	14,92	14,03	12,52	11,3	9,37	8,13	7,62	7,12	6,33	4,75	4,08	3,56
	$h$ , мм	8,89	9,15	9,92	11,9	14,6	6	6,38	7,49	7,8	9,13	10,4	5	5,34	5,99	7,89	9,07	10,2
	$R_1$ , мм	-497,4	-554,1	-677,6	-1142	-1991	-877,0	-955,8	-1259	-1559	-2272	-3144	-1822	-2094	-2708	-5176	-7433	-10283
	$R_2$ , мм	147,5	168,6	207,7	370,4	682,9	389,4	436,5	491,3	662,5	950,8	1301	914,4	1024	1264	2157	2888	3718

Результаты расчета	$\alpha'_2$ , град	13,37	14,02	14,33	15,55	17	17,4	17,45	17,4	18,05	18,2	18,33	18,54	18,58	19,02	19,13	19,18	19,22
	$\beta_2$ , град	16,42	16,12	15,52	14,32	13,12	10,42	10,43	11,33	10,32	10,13	9,53	8,17	8,17	8,17	8,05	7,55	7,47
	$q_{cp}$ , мм	0,359	0,315	0,256	0,145	0,079	0,144	0,128	0,113	0,083	0,058	0,042	0,063	0,056	0,044	0,025	0,018	0,014
	$\alpha_k$ , град	72,98	72,5	72,23	70,0	67,2	73,82	73,1	68,07	62,82	64,8	64,13	68,07	63,87	61,78	60,05	55,97	57,63
	$r_{cp}$ , мм	11,28	12,4	14,17	21,30	32,41	10,95	12,22	17,64	19,7	26,64	32,17	14,78	18,58	22,51	31,07	41,49	45,35
	$r_r$ , мм	13,65	14,56	16,38	21,84	29,12	13,65	14,56	16,38	18,20	21,84	25,48	13,65	14,56	16,38	21,84	25,48	29,12
	$\gamma_p$ , град	11,38	11,22	10,9	10,08	7,83	9,47	9,3	9,0	8,73	8,03	8,0	7,78	7,75	7,56	7,12	6,92	6,2
	$l_p$ , мм	22,2	22,2	22,0	21,9	21,8	21,6	21,6	21,7	21,6	21,6	21,6	21,5	21,5	21,5	21,5	21,5	21,5
	$l_k$ , мм	19,7	19,5	20,3	20,0	21,1	19,2	19,8	20,3	20,4	20,7	20,8	19,8	20,2	20,4	20,7	21,1	21,3
	$K_y$	1,12	1,12	1,08	1,05	1,03	1,13	1,09	1,06	1,06	1,04	1,03	1,08	1,06	1,05	1,04	1,02	1,01
Результаты обкатывания	$b_k$ , мм	10,02	-	-	-	-	-	-	16,00	-	-	-	20,2	-	-	-	-	-
	Примечание по обкатыванию гиперболюидов	Непрокатанная полоска 8,9 мм	-	-	-	-	-	-	Заметные риски на середине поверхности	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	$P_{кон}$ , кН	9,0	-	-	-	-	-	-	13,0	-	17,0	-	17,0	-	-	-	-	-
	$P_r$ , кН	14,0	-	-	-	-	-	-	17,0	17,0	-	-	-	-	-	-	-	-

что выпуклая сторона витка может успешно обкатываться игольчатыми роликами при углах  $\lambda$  не превышающих  $10^\circ$ .

При обкатывании гиперболюидов расстояние между крайними точками контакта ролика, одна из которых является кромкой верхнего основания гиперболюида, равнялось ширине витка моделируемого червяка. При этом в случае большой кривизны гиперболюида середина его поверхности оказывалась непрокатанной (см. табл. 1) или имелись отдельные риски. Для червяка с углом  $\lambda = 11^\circ 18'$  поверхность гиперболюида оказалась равномерно деформированной. Величина смятия на краю модели за счет деформации металла для этого случая не превышала 0,02 мм и укладывалась в поле допуска на непрямолинейность профиля. Поскольку ограничения возможности обкатывания вогнутых поверхностей червяков оказались менее жесткими, чем выпуклых, отпала необходимость расчета коэффициента уточнения для случая моделирования на гиперболюидах. В табл. 1 приведены усилия  $P_{кон}$  и  $P_r$  для обкатывания соответственно конических и гиперболюидных моделей червяка  $m = 10$  мм. Оптимальное усилие, обеспечивающее деформацию поверхности витка по всей глубине профиля при указанной выше твердости материала, достигает 17 кН. Для червяков  $m = 12$  мм оно увеличивается в соответствии с законом подобия в  $(1,2)^2$  раз и равно 24,5 кН. Оптимальность этого усилия проверена при обкатывании моделей червяков  $m = 12$  мм. При определении усилий для обкатывания червяков больших модулей также следует пользоваться законом подобия. В результате моделирования установлено, что игольчатыми роликами по всей глубине профиля можно обкатывать архимедовы червяки с углом подъема линии витка  $\lambda < 10^\circ$ . Определены усилия, необходимые для эффективного их обкатывания.

Методом наименьших квадратов аппроксимируем зависимости радиусов  $R_l$  и  $R_n$  кривизны винтовых поверхностей с левой и правой сторон профиля червяков с разными значениями модуля  $m$ , отношения среднего диаметра профиля червяка к модулю  $t(q)$  и числа заходов  $z$  резьбы или червяка

$$R_l = 3,7q_0^2 m/z; \quad R_n = 1,5q_0^2 m/z.$$

Обкатывание резьб и червяков с углами подъема линии витка  $\lambda > 10^\circ$  по всей глубине профиля нами предложено производить гибкими игольчатыми роликами. Для этого коническую сторону шайбы необходимо выполнить выпуклой с радиусом  $R_l = 3,7q_0^2 m/z$ , а правой – вогнутой с радиусом  $R_n = 1,5q_0^2 m/z$ . При этом в процессе обкатывания правой и левой сторон профиля резьбы игольчатые ролики изгибаются, что обеспечивает равномерную деформацию витков червяка. На предложенное решение поданы заявки на патент в Россию и Украину.

## Список литературы

1. Бабей Ю.И., Бутаков Б.И., Сысоев В.Г. Поверхностное упрочнение металлов.- Киев: Наук. думка, 1995. – 256 с.
2. А. с. 204311 СССР, кл. 7f, 9, МПК В21h. Устройство для обкатки крупных резьб и червяков / В.М. Браславский, Б.И. Бутаков. – Оpubл. 20.10.67. Бюл. № 22.
3. Рашевский П.К. Курс дифференциальной геометрии. - М.; Л.: Гостехиздат, 1960. – 428 с.
4. Люкшин В.С. Теория винтовых поверхностей в проектировании режущих инструментов. – М.:Машиностроение, 1968. – 372 с.
5. Бронштейн И.Н., Семендяев К.Е. Справочник по математике. - М., 1967. – 608 с.

*Б. Бутаков, О. Зубехіна*

### **Обкатування голчастими роликами різьб із широкою впадиною і архімедових черв'яків**

У статті описані результати дослідження процесу обкатування голчастими роликами різьб з широкою впадиною і архімедових черв'яків. Запропоновано спосіб обкатування різьб і черв'яків з великими кутами підйому лінії витка за допомогою гнучких голчастих роликів.

*B. Butakov, A. Zubekhina*

### **Rolling needle rollers thread with broad troughs and Archimedean worms**

In article results of research of process rolling by needle rollers of carvings with a wide hollow and Archimedean worms are described. The way rolling carvings and worms with the big corners of rise of a line of a coil by means of flexible needle rollers is offered.

Одержано 14.09.11



УДК 621.01:531.8

**В.М.Булгаков, акад. НААНУ***Національний університет біоресурсів і природокористування України***Г.М. Калетнік, чл.-кор. НААНУ, І.Є. Кравченко, канд. техн. наук,****В.М. Пришляк, канд. техн. наук***Вінницький національний аграрний університет*

## Динаміка важільних механізмів сільськогосподарських машин

Розроблений новий алгоритм розв'язування другої задачі динаміки важільних механізмів сільськогосподарських машин, обладнаних електроприводом. Алгоритм знаходить застосування при розрахунках плоских важільних механізмів стаціонарних сільськогосподарських машин.

**важільні механізми, алгоритм розв'язування, структурна група, момент інерції, передаточне відношення**

**Вступ.** Суттєве підвищення ефективності сільськогосподарських машин сучасного технічного рівня може бути досягнуте, коли при розрахунках та проектуванні їх робочих органів і у цілому машинних агрегатів використовувати нові методи теорії механізмів та машин. У стаціонарних сільськогосподарських машинах широке застосування знаходять важільні механізми з електроприводом. А тому, пошук нових методів розв'язування другої задачі динаміки важільних механізмів з електроприводом вважається найактуальнішою механіко-математичною проблемою.

**Огляд літературних джерел.** У роботі [2] наведене розв'язування в квадратурах рівняння руху машинного агрегату з електроприводом для зведених моментів інерції та сил опору, описаних функціями загального виду від кута повороту кривошипа. На його основі одержані прості алгоритми і формули для розрахунку маховика та аналізу процесу. Однак є можливість застосування нового алгоритму розв'язування задач динаміки важільних механізмів, якій може бути застосований при дослідженнях сільськогосподарських машин сучасного рівня.

**Мета досліджень.** Розробити новий алгоритм розв'язування другої задачі динаміки важільних механізмів з електроприводом.

**Результати дослідження.** Для полегшення розрахунків доцільно розробити алгоритм розв'язування другої задачі динаміки важільних механізмів з електроприводом у такій послідовності. За відомими формулами знаходимо зведений момент сил корисного опору та сил тяжіння  $M_{OT}$  в залежності від кута повороту кривошипа  $\varphi$ . Далі необхідно визначити роботу зведеного моменту сил корисного опору та сил тяжіння  $M_{OT}$  протягом циклу усталеного руху:

$$A_{OT} = A_{OT}(\varphi) = \int_0^{\varphi} M_{OT} d\varphi. \quad (1)$$

За повний цикл усталеного руху ця робота складає

$$A_u = A_{OT}(2\pi) = \int_0^{2\pi} M_{OT} d\varphi. \quad (2)$$

Розрахункова потужність електродвигуна визначається такою залежністю:

$$P = \frac{|A_u| n}{60 \eta_\epsilon \eta_n}, \quad (3)$$

де  $n$ ,  $[\text{хв}^{-1}]$ , – задана середня частота обертання кривошипа;  
 $\eta_6$ ,  $\eta_n$  – коефіцієнти корисної дії (ККД) важільного механізму та механізмів передач.

Для важільних механізмів з двома послідовно з'єднаними структурними групами (механізми для переробки та подрібнення сільськогосподарської продукції, стругальні та довбальні верстати, преси, механізми для подачі заготовок і т.п.) орієнтовно можна приймати  $\eta_6 = 0,64 \dots 0,77$ . Для механізмів компресорів з паралельно з'єднаними структурними групами другого виду –  $\eta_6 = 0,8 \dots 0,88$ .

Коефіцієнт корисної дії одноступінчастої зубчастої передачі дорівнює  $\eta_o = 0,96 \dots 0,98$ . ККД однорядного та дворядного планетарних механізмів складає  $\eta_{пл} = 0,97 \dots 0,99$ . Для планетарного механізму, який є послідовним з'єднанням двох однорядних планетарних механізмів,  $\eta_n = 0,94 \dots 0,98$  [1].

Установочна потужність двигуна буде дорівнювати:

$$P_y = k_y P, \quad (4)$$

де  $k_y = 1,2$  – коефіцієнт запасу установочної потужності.

Згідно ГОСТ 19523–74 вибираємо трифазний асинхронний електродвигун єдиної серії 4А з короткозамкненим ротором найближчої більшої номінальної потужності для заданої синхронної частоти  $n_{снд}$ ,  $[\text{хв}^{-1}]$ . Записуємо марку електродвигуна, номінальне ковзання  $s_n$ , відношення максимального моменту до номінального  $m_k$ , момент інерції ротора електродвигуна  $J_p$ .

Номінальна частота обертання електродвигуна буде дорівнювати:

$$n_{нд} = n_{снд} (1 - s_n). \quad (5)$$

Далі знаходимо задане значення передаточного відношення приводу. При цьому приймаємо наближено, що номінальна частота обертання кривошипа  $n_n$  дорівнює заданій частоті обертання  $n$ . Тоді задане значення передаточного відношення буде:

$$u_z = \frac{n_{нд}}{n}. \quad (6)$$

Підбираємо числа зубів передач так, щоб відносна похибка  $\xi$  дійсного передаточного відношення  $u$  знаходилась у межах [4]

$$\xi = |1 - u / u_{1H23}| \leq 4 \%. \quad (7)$$

Знаходимо дійсне значення передаточного відношення  $u$  приводу.

Сумарний момент інерції  $J_e$  ротора, муфти з гальмівним шківом та обертальних мас деталей приводу, зведених до валу електродвигуна, становить

$$J_e = k_c J_p, \quad (8)$$

де коефіцієнт  $k_c = 1,7 \dots 2,6$ .

Значення  $k_c$  уточнюється під час проектування механізмів.

Зведений до кривошипа момент інерції  $J_k$  деталей, які зв'язані з ним сталими передаточними відношеннями:

$$J_k = J_e u^2. \quad (9)$$

За відомими формулами знаходимо зведений до кривошипа момент інерції  $J_6$  важільної частини машинного агрегату.

Зведений до кривошипа момент інерції машини без маховика

$$J_6 = J_k + J_e. \quad (10)$$

Визначаємо зведений до кривошипа середній момент інерції  $J_{сб}$  машини без маховика, як середнє арифметичне його значень для різних положень механізму.

Зводимо до кривошипа статичну механічну характеристику двигуна.

Синхронній  $n_{снд}$  частоті обертання двигуна відповідає синхронна частота обертання кривошипа

$$n_{cn} = n_{сн0} / u \quad (11)$$

та синхронна кутова швидкість кривошипа

$$\omega_{cn} = \pi n_{cn} / 30. \quad (12)$$

Номінальний  $n_{нд}$  частоті обертання двигуна відповідає номінальна частота обертання кривошипа

$$n_n = n_{нд} / u \quad (13)$$

та номінальна кутова швидкість кривошипа

$$\omega_n = \pi n_n / 30. \quad (14)$$

Зведений до кривошипа номінальний момент двигуна

$$M_n = P_n \eta_n \eta_g / \omega_n. \quad (15)$$

Тут витрати потужності на подолання сил тертя в кінематичних парах умовно віднесені до механізму приводу.

Зведену до кривошипа статичну механічну характеристику двигуна наблизимо на її робочій частині параболою, рівняння якої:

$$M_p = \beta(\omega_{cn}^2 - \omega_n^2),$$

$$\text{де } \beta = M_n / (\omega_{cn}^2 - \omega_n^2);$$

$M_p = M_p(\omega)$  – зведений до кривошипа рушійний момент двигуна, який залежить від змінної кутової швидкості  $\omega$  кривошипа.

Знайдемо наближене значення середньої кутової швидкості  $\omega_c$ . Середній рушійний момент двигуна, зведений до кривошипа

$$M_{pc} = \frac{|A_u|}{2\pi}. \quad (16)$$

Приймаємо, що цьому моменту відповідає середня кутова швидкість кривошипа у відповідності з механічною характеристикою:

$$\omega_c = \sqrt{\omega_{cn}^2 - \frac{M_{pc}}{\beta}}. \quad (17)$$

При встановленні маховика момент інерції машини збільшується. У цьому випадку коефіцієнт нерівномірності руху зменшується. Тобто, коефіцієнт нерівномірності руху машини без маховика  $\delta_\delta$  більший за коефіцієнт нерівномірності  $\delta$  машини з маховиком, чи  $\delta \leq \delta_\delta$ .

Значення  $\delta_\delta$  визначається при наближених обчисленнях за такою формулою [2]:

$$\delta_\delta = c \left( \frac{2}{1 + \exp(-2\beta(2\pi - \varphi_p + \varphi_n) / J_{сб})} - 1 \right), \quad (18)$$

де

$$c = \frac{\omega_{cn}^2}{\omega_c^2} - 1.$$

Умова не перекидання двигуна [3] буде:

$$M_{p \max} \leq \lambda M_n,$$

де  $\lambda = (0,8 \dots 0,85) m_k$ ;  $m_k = M_k / M_n$ ;

$M_k$  – критичний чи перекидний момент двигуна.

Умову неперекидання можна подати у вигляді [2]:  $\delta \leq \delta_n$ , де

$$\delta_n = \frac{\lambda(\omega_{cn}^2 - \omega_n^2) - \omega_{cn}^2}{\omega_c^2} + 1. \quad (19)$$

Величина  $\delta_n$  являє собою максимально можливий коефіцієнт нерівномірності, який задовольняє умові неперекидання.

Крім того, коефіцієнт нерівномірності  $\delta$  не повинен перевищувати деяке максимальне значення  $\delta_T$ , яке вибирається на основі технологічних чи експлуатаційних вимог до даного типу машин. Тобто  $\delta \leq \delta_T$ .

Щоб задовольнити всім трьом нерівностям, з трьох значень  $\delta_\delta$ ,  $\delta_n$ ,  $\delta_T$  вибираємо найменше значення  $\delta$ . Якщо найменшим є значення  $\delta = \delta_\delta$ , то маховик не потрібний ( $J_M = 0$ ). У іншому випадку по найменшому значенню  $\delta$  визначається момент інерції маховика. Останнє робимо наближеним способом [2].

Момент інерції маховика буде дорівнювати:

$$J_M = -\frac{2k_3\beta(2\pi - \varphi_p + \varphi_n)}{\ln\left(\frac{2}{1 + \delta/c} - 1\right)} - J_{сб}, \quad (20)$$

де  $k_3 = 0,93 \dots 1,04$  – коефіцієнт, який враховує наближений характер формули.

Момент інерції маховика, зведений до валу електродвигуна

$$J_{M\delta} = \frac{J_M}{u^2}. \quad (21)$$

Момент інерції машини з маховиком

$$J = J_M + J_\delta. \quad (22)$$

Для кожного з положень механізму визначаємо параметри [2]:

$$P_1 = 2\beta / J, \quad (23)$$

$$Q_1 = \beta\omega_{сн}^2 + M_{от} \quad (24)$$

та інтеграл

$$I_1 = \int_0^\varphi P_1 d\varphi. \quad (25)$$

Знаходимо параметр:

$$u_1(\varphi) = \exp(I_1). \quad (26)$$

Визначаємо інтеграл:

$$I_2(\varphi) = \int_0^\varphi Q_1 u_1(\varphi) d\varphi. \quad (27)$$

Протягом циклу усталеного руху знаходимо кінетичну енергію машинного агрегату. Вона буде дорівнювати:

$$T(\varphi) = \frac{1}{u_1(\varphi)} \left( \frac{I_2(2\pi)}{u_1(2\pi) - 1} + I_2(\varphi) \right). \quad (28)$$

Кутова швидкість кривошипа буде:

$$\omega(\varphi) = \sqrt{\frac{2T}{J}}. \quad (29)$$

За результатами розрахунків  $\omega(\varphi)$  протягом циклу усталеного руху знаходимо максимальну  $\omega_{\max}$  та мінімальну  $\omega_{\min}$  кутову швидкість кривошипа. Визначаємо середню кутову швидкість кривошипа

$$\omega_{cp} = (\omega_{\max} + \omega_{\min}) / 2 \quad (30)$$

та дійсний коефіцієнт нерівномірності руху

$$\delta_d = (\omega_{\max} - \omega_{\min}) / \omega_{cp}. \quad (31)$$

Підбираємо значення коефіцієнта  $k_3$  у формулі (20) та розрахунки повторюємо за формулами (20) ... (31), поки дійсний коефіцієнт  $\delta_d$  нерівномірності руху стане близьким до заданого коефіцієнта  $\delta$  та не перевищуватиме його.

Знаходимо зведений до кривошипа рушійний момент двигуна. Він буде дорівнювати:

$$M_p = \beta(\omega_{cn}^2 - \omega^2). \quad (32)$$

Таким чином, розрахунки проводяться послідовно за формулами (1) ... (32).

#### **Висновок:**

Розроблений простий алгоритм розв'язування другої задачі динаміки важільних механізмів з електроприводом. Алгоритм може знайти застосування при розрахунках плоских важільних механізмів стаціонарних сільськогосподарських машин.

#### **Список літератури**

1. Добровольский В.А., Заблонский К.И., Мак С.Л., Радчик С.А., Эрлих Л.Б. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1972. – 496 с.
2. Єременко О.І. Визначення моменту інерції маховика для важільних механізмів, працюючих від електроприводу // Вестник Национального технического университета Украины "КПИ". Машиностроение. Випуск 41, Киев, 2001, С. 213-220.
3. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1973. – 592 с.
4. Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. и др. Теория механизмов и машин.– М.: Высшая школа, 1987. – 504 с.

*В.Булгаков, Г.Калетник, И.Кравченко, В.Пришляк*

#### **Динамика рычажных механизмов сельскохозяйственных машин**

Разработан новый алгоритм решения второй задачи динамики рычажных механизмов сельскохозяйственных машин, оборудованных электроприводом. Алгоритм находит применение при расчетах плоских рычажных механизмов стационарных сельскохозяйственных машин.

*V.Bulgakov, G.Kaletnik, I. Kravchenko, V.Pruchliak*

#### **Dynamics of motion of lever mechanisms with electric drive farm machines**

The simple algorithm of decision of the second task of dynamics of lever mechanisms with electric drive is offered. An algorithm finds application at the calculations of flat lever mechanisms.

Одержано 14.09.11

УДК 621.01-621.9.06

**В.Б. Струтинський, проф., д-р техн. наук***Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»***А.М. Кириченко, доц., канд. техн. наук***Кіровоградський національний технічний університет*

## Експериментальне визначення матриці жорсткості моделі гексапода

Розроблено модель гексапода, конструкцію дослідного стенду та методику експериментального дослідження. За вимірними величинами пружних переміщень під навантаженням визначено елементи матриці просторової жорсткості моделі гексапода, проведено порівняння з теоретичними розрахунками.

**механізм паралельної структури, гексапод, матриця жорсткості, дослідний стенд**

**Вступ.** Сучасна промисловість, зокрема у галузі сільськогосподарського машинобудування, потребує нових підходів до створення верстатного обладнання для високошвидкісної обробки. Одним з найбільш перспективних напрямків є створення верстатів на основі механізмів паралельної структури, що завдяки малій масі робочого органа дозволяють досягти високих швидкостей та прискорень, мають високу енергетичну ефективність та порівняно низьку металомісткість. Зокрема, для багатокоординатної обробки є доцільним використання верстатів на основі механізму «гексапод» [1].

**Постановка задачі.** Одною з найважливіших задач при розробці обладнання з механізмами паралельної структури є досягнення високої жорсткості у робочому просторі. Зв'язок між узагальненим переміщенням робочого органа  $\Delta$  під навантаженням та величиною останнього  $W$  встановлюється рівняннями

$$W = K \Delta, \quad \Delta = C W, \quad (1)$$

де  $K$  – матриця просторової жорсткості розмірністю  $6 \times 6$ , яка характеризує загальну жорсткість обладнання з паралельною кінематикою,  $C = K^{-1}$  – матриця податливості, зворотна до матриці просторової жорсткості.

Просторова жорсткість гексапода проаналізована теоретично у роботах [2, 3]. Спроби вимірювання жорсткості моделі гексапода зроблені у [4], ретельне експериментальне дослідження жорсткості верстата-гексапода «Гексамех-1» проведене у [5], проте з одержаних даних неможливо виключити жорсткість станини та інших вузлів і відокремити матрицю жорсткості власне механізму паралельної структури. Тому задача експериментального визначення матриці жорсткості механізму паралельної структури «гексапод» є актуальною, що визначає мету роботи.

**Основна частина.** Для експериментального визначення просторової жорсткості розроблено модель механізму паралельної структури «гексапод» та вимірювальний



Рисунок 1 – Модель гексапода

стенд. Модель гексапода (рис. 1) складається з жорсткої основи 1 діаметром 600 мм, яка за допомогою шести телескопічних розсувних штанг 2 регульованої довжини шарнірно з'єднана з рухомою платформою 3. Шарнірні опори 4 (рис. 2), ідентичні для основи та рухомої платформи, виконані за принципом карданних шарнірів з двома ступенями вільності. Штанги (рис. 3) складаються з двох телескопічних труб, які фіксуються за допомогою цангового затиску. Осі шарнірних опор основи нахилені на  $45^\circ$  до площини основи за допомогою кутників, що дозволяє сумістити діапазон кутів повороту опори з необхідним діапазоном положень осей штанг моделі.



Рисунок 2 – Подвійна шарнірна опора



Рисунок 3 – Телескопічна штанга

Для проведення вимірювань модель гексапода закріплена на жорсткій нерухомій плиті 1 (рис. 4), на якій також встановлено кутник 9 з упорною плитою 8, яка має ряд заглиблень з кроком 50 мм для упору навантажувального пристрою 7.

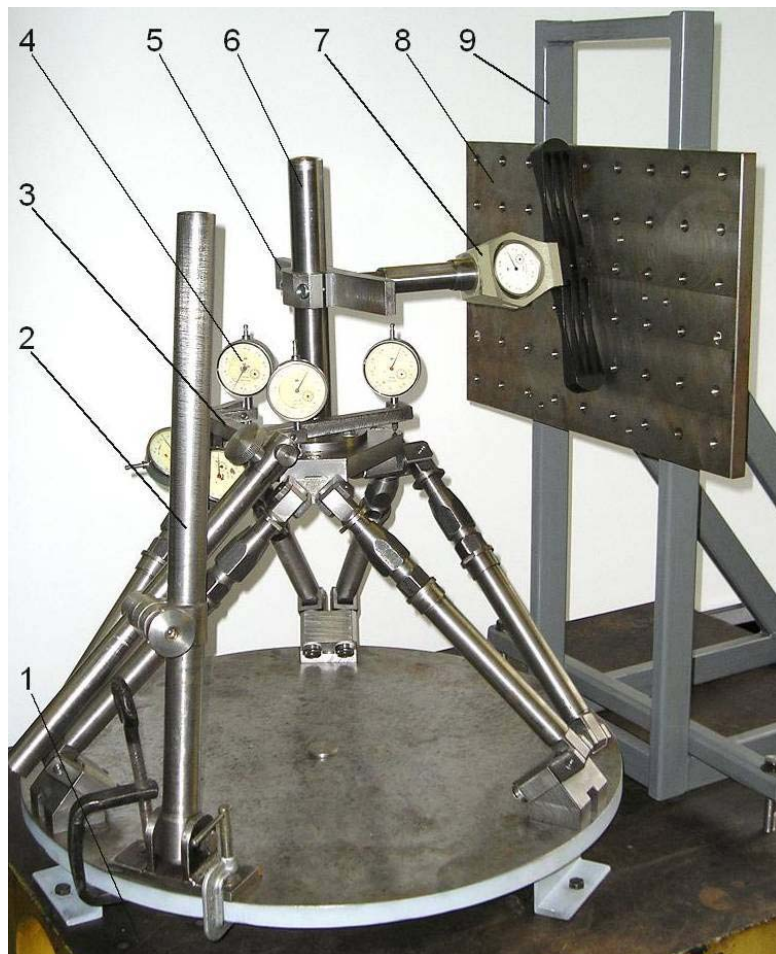


Рисунок 4 – Дослідний стенд для вимірювання жорсткості моделі гексапода



На рухомій платформі гексапода закріплено циліндричну оправку 6, на якій встановлено навантажувальну планку 5 з рядом заглиблень для упору навантажувального пристрою, у якості якого використано гвинтовий навантажувач, суміщений з динамометром ДОСМ-3-0,5У (максимальне вимірюване зусилля 500 Н). Оскільки планка може рухатись та обертатися навколо осі оправки, це дозволяє прикладати силу у площині платформи під довільним кутом відносно осі оправки, імітувати навантаження на різній висоті від платформи, по осі або на відстані від осі, зверху або знизу платформи. Вимірювальне оснащення представляє собою оправку 3 для розміщення шести вимірювальних пристроїв 4, закріплену на основі гексапода за допомогою регульованої стійки 2, яка дозволяє змінювати положення та орієнтацію оправки відповідно до положення платформи. У якості вимірювальних пристроїв використані індикатори годинникового типу ИЧ-10 з ціною поділки 0,01 мм. Така конструкція стенду дозволяє практично виключити з вимірювання усі пружні переміщення, окрім власне деформацій штанг механізму паралельної структури, що досягається завдяки розміщенню індикаторів переміщень на жорсткій основі гексапода.

Згідно з [6] для визначення компонентів узагальненого переміщення платформи – переміщень  $\delta_x$ ,  $\delta_y$ ,  $\delta_z$  та кутів повороту  $\varphi_x$ ,  $\varphi_y$ ,  $\varphi_z$  необхідно виміряти відхилення  $\delta_1 - \delta_6$  у шести точках рухомої платформи, відповідним чином розташованих у просторі. Розроблена схема розміщення індикаторів відносно платформи моделі гексапода показана на рис. 5, координати розміщення індикаторів наведені у табл. 1.

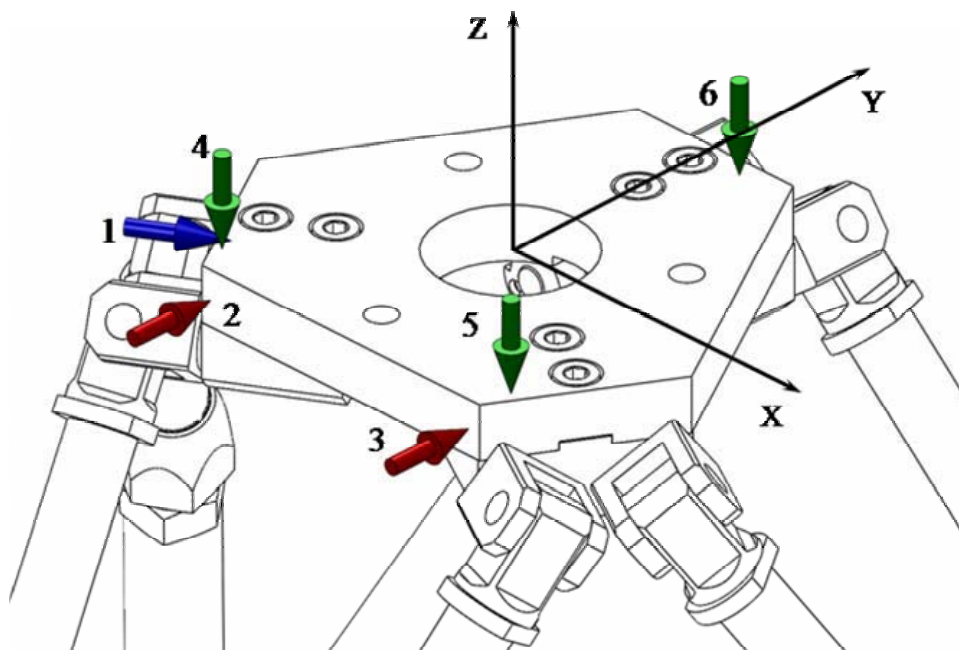


Рисунок 5 – Схема розміщення вимірювальних індикаторів відносно рухомої платформи

Таблиця 1 – Розміщення вимірювальних індикаторів

Точка	Координати відносно центру платформи					
	Точок вимірювання			Векторів напрямку зсуву		
	$x_k$ , М	$y_k$ , М	$z_k$ , М	$a_{xk}$	$a_{yk}$	$a_{zk}$
1	-0,069	-0,040	0	$-\sin 60^\circ$	$-\cos 60^\circ$	0
2	-0,050	-0,066	0	0	-1	0
3	0,050	-0,066	0	0	-1	0
4	-0,056	-0,055	-0,09	0	0	1
5	0,056	-0,055	9	0	0	1
6	0,015	0,073	9	0	0	1

Вектор узагальненого переміщення рухомої платформи гексапода дорівнює



$$\Delta = M^{-1} \cdot d, \quad (2)$$

де  $M$  – матриця  $6 \times 6$  передатних коефіцієнтів

$$M = \begin{pmatrix} a_{x1} & a_{y1} & a_{z1} & m_{x1} & m_{y1} & m_{z1} \\ a_{x2} & a_{y2} & a_{z2} & m_{x2} & m_{y2} & m_{z2} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{x6} & a_{y6} & a_{z6} & m_{x6} & m_{y6} & m_{z6} \end{pmatrix}, \quad (3)$$

$a_{xk}, a_{yk}, a_{zk}$  – координати невідомого вектору напрямку зсуву;

$m_x = ya_x - za_y$ ;  $m_y = za_x - xa_z$ ;  $m_z = xa_y - ya_x$  – координати моменту вектора  $a$

відносно осей координат;

$d$  – вектор шостого порядку вимірюваних відхилень;

$\Delta = (\delta_x, \delta_y, \delta_z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z)^T$  – вектор  $6 \times 1$  узагальненого переміщення.

Для розробленої конструкції стелу матриця передатних коефіцієнтів має вигляд

$$M = \begin{pmatrix} -0.866 & -0.5 & 0 & 0 & 0 & -0.00014 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0.05 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & -0.05 \\ 0 & 0 & 1 & -0.055 & 0.056 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -0.055 & -0.056 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0.073 & -0.015 & 0 \end{pmatrix}.$$

Метою експериментального визначення жорсткості механізмів паралельної структури є ідентифікація елементів матриці просторової жорсткості за результатами вимірювань. Розрахунок матриці жорсткості  $6 \times 6$  може бути проведений з розгляду результатів 6 вимірювань, які дадуть 36 рівнянь відповідно кількості невідомих елементів матриці  $K$ . Таким чином, вимірювання можна використати для запису системи рівнянь (1) у вигляді

$$\begin{bmatrix} \delta_x^1 & \delta_y^1 & \delta_z^1 & \varphi_x^1 & \varphi_y^1 & \varphi_z^1 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & \delta_x^1 & \delta_y^1 & \delta_z^1 & \varphi_x^1 & \varphi_y^1 & \varphi_z^1 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \delta_x^6 & \delta_y^6 & \delta_z^6 & \varphi_x^6 & \varphi_y^6 & \varphi_z^6 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & \delta_x^6 & \delta_y^6 & \delta_z^6 & \varphi_x^6 & \varphi_y^6 & \varphi_z^6 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} k_{11} \\ k_{12} \\ k_{13} \\ k_{14} \\ k_{15} \\ k_{16} \\ \dots \\ k_{61} \\ k_{62} \\ k_{63} \\ k_{64} \\ k_{65} \\ k_{66} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_x^1 \\ F_y^1 \\ F_z^1 \\ M_x^1 \\ M_y^1 \\ M_z^1 \\ \dots \\ F_x^6 \\ F_y^6 \\ F_z^6 \\ M_x^6 \\ M_y^6 \\ M_z^6 \end{bmatrix}, \quad (4)$$

де коефіцієнти  $k_{ij}$  відповідають елементам матриці жорсткості.

Чисельний розв'язок рівняння (4) дає шукані значення 36 елементів матриці жорсткості, коли при відомих зусиллях виміряні пружні переміщення у 6 дослідках для даного механізму в одному положенні. Якщо навантажувати рухому платформу лише

силами та моментами у напрямках координатних осей, з 36 рівнянь залишаються 6, тобто можна розрахувати коефіцієнти матриці жорсткості за результатами вимірювання пружних переміщень у 6 дослідів.

Проте створити навантаження на рухому платформу у вигляді чистого моменту досить складно, тому запропоновано інший метод визначення елементів матриці жорсткості за 6 дослідями, сутність якого полягає у навантаженні рухомої платформи силами у напрямках координатних осей. У напрямку кожної осі сила прикладається двічі: у початку координат (моменти навколо усіх осей дорівнюють нулю), та на певній відстані від початку координат по одній з осей (моменти відносно усіх осей, крім одної, дорівнюють нулю). Таким чином, набір векторів узагальненого навантаження для 6 дослідів складає

$$\mathbf{W}_1 = \begin{bmatrix} F_x \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \mathbf{W}_2 = \begin{bmatrix} F_x \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_x \cdot y_0 \end{bmatrix}, \mathbf{W}_3 = \begin{bmatrix} 0 \\ F_y \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \mathbf{W}_4 = \begin{bmatrix} 0 \\ F_y \\ 0 \\ F_y \cdot z_0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \mathbf{W}_5 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ F_z \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \mathbf{W}_6 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ F_z \\ 0 \\ F_z \cdot x_0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (5)$$

де  $x_0, y_0, z_0$  – відповідні відстані прикладення сил по осям координат.

Якщо вважати матрицю жорсткості постійною, пружні переміщення від суми навантажень дорівнюють сумі переміщень від окремих навантажень (принцип суперпозиції)

$$\Delta(\mathbf{W}_1 + \mathbf{W}_2) = \Delta(\mathbf{W}_1) + \Delta(\mathbf{W}_2). \quad (6)$$

Тоді вектори пружних переміщень від чистого моменту визначаються як

$$\Delta_{M_x} = \Delta_{W_4} - \Delta_{W_3}, \Delta_{M_y} = \Delta_{W_6} - \Delta_{W_5}, \Delta_{M_z} = \Delta_{W_2} - \Delta_{W_1}, \quad (7)$$

а стовпчики матриці податливості розраховуються безпосередньо з даних вимірювання векторів узагальненого переміщення

$$C^{<i>} = \Delta_i / F_i. \quad (8)$$

Таким чином, при правильному виборі векторів навантаження в результаті 6 дослідів можна одержати інформацію про усі 36 коефіцієнтів матриці податливості, оберненням якої легко отримати матрицю жорсткості.

Оскільки при вимірюванні не завжди є можливість прикласти навантаження у центрі координат платформи, запропоновано навантаження виконувати у довільно обраній точці оправки платформи, а для переносу вимірюваних векторів узагальненого переміщення з центра координат платформи до точки навантаження скористатися залежністю [7]

$$\Delta' = T^{-T} \Delta, \quad (9)$$

де  $T$  – матриця просторового перетворення

$$T = \begin{bmatrix} R & 0 \\ -R[\mathbf{p}]_x & R \end{bmatrix}, \quad (10)$$

$[\mathbf{p}]_x$  – кососиметрична матриця 3x3, породжена вектором  $\mathbf{p}$  паралельного переносу;  $R$  – матриця відносного повороту систем координат.

$$[p]_k = \begin{bmatrix} 0 & -p_3 & p_2 \\ p_3 & 0 & -p_1 \\ -p_2 & p_1 & 0 \end{bmatrix}. \quad (11)$$

Визначивши матрицю жорсткості у системі координат з центром у точці навантаження, можна привести її до системи координат основи або рухомої платформи за допомогою перетворення

$$K' = TKT^T. \quad (12)$$

Як відомо [2], матриця просторової жорсткості повинна бути симетричною позитивно визначеною або напіввизначеною (у випадку особливого положення). Проте обчислена за результатами експериментів матриця жорсткості такою не буде внаслідок похибок вимірювання та аналізу даних. У [8] показано, що для несиметричної дійсної матриці існує єдина симетрична позитивно (напів)визначена матриця, яка визначається наближенням за нормою Фробеніуса на основі симетричного компонента початкової матриці за умови мінімізації залежності

$$\min \|K - K_s\|_F, \quad (13)$$

де  $K$  – початкова матриця;

$K_s$  – шукана симетрична позитивно (напів)визначена матриця.

Для визначення найближчої симетричної позитивно визначеної матриці необхідно знайти симетричний компонент матриці  $K$

$$U = \frac{K + K^T}{2} \quad (14)$$

та провести спектральний розклад матриці  $U$  такий, що

$$U = Z \Lambda Z^T, \quad (15)$$

де  $ZZ^T = I$ ,  $\Lambda = \text{diag}(\lambda_i)$ ,  $\lambda_i$  – власні значення матриці  $U$  (стовпчики матриці  $Z$  у спектральному розкладі представляють собою власні вектори матриці  $U$ ).

Тоді шукана симетрична позитивно визначена матриця жорсткості за нормою Фробеніуса визначається як

$$K_{SPSD} = \frac{U + Z \text{diag}(|\lambda_i|) Z^T}{2}. \quad (16)$$

На першому етапі виміряна жорсткість окремих штанг з шарнірами. Для кожної штанги навантаження силою 500 Н проводилось 5 разів, результати усереднювалися. Виміряна жорсткість штанг наведена у табл. 2.

Таблиця 2 – Жорсткість окремих штанг гексапода

№ штанги	1	2	3	4	5	6
Жорсткість, 10 <sup>6</sup> Н/м	6,2	5,9	5,7	5,3	6,1	5,8

Теоретично розрахована за методикою [3] згідно з даними табл. 2 матриця жорсткості моделі гексапода у системі координат основи при центральному положенні платформи і відстані між площинами центрів шарнірів основи та платформи 0,3 м має вигляд

$$K = \begin{bmatrix} 6.24 & -0.04 & -0.07 & 0.04 & 2.25 & -0.03 \\ -0.04 & 6.56 & -0.13 & -2.34 & 0.01 & 0.00 \\ -0.07 & -0.13 & 22.20 & 0.10 & -0.03 & -0.04 \\ 0.04 & -2.34 & 0.10 & 0.92 & 0.00 & -0.00 \\ 2.25 & 0.01 & -0.03 & 0.00 & 0.90 & -0.01 \\ -0.03 & 0.00 & -0.04 & -0.00 & -0.01 & 0.11 \end{bmatrix} \cdot 10^6.$$

Для повного визначення матриці жорсткості проведено вимірювання пружних переміщень при навантаженні згідно з (5) силою 500 Н у точці з радіус-вектором у системі координат платформи  $\mathbf{p} = (0 \ 0 \ 0,13)^T$  м ( $F_x = F_y = F_z = 500$  Н,  $x_0 = y_0 = z_0 = 0,1$  м). Для кожного з шести векторів узагальненого навантаження вимірювання проведено тричі, розраховані середні значення переміщень індикаторів наведені у табл. 3.

Таблиця 3 – Середні величини переміщень індикаторів,  $10^{-2}$  мм

Вектор навантаження	№ штанги					
	1	2	3	4	5	6
$W_1$	-	-	-	-	0.5	-
	9.5	10.5	5.5	3.5		3.5
$W_2$	-	2.5	-	-	0.5	0.0
	0.5		11.5	8.5		
$W_3$	0.0	-	-	-	0.0	0.5
		2.5	11.0	7.0		
$W_4$	2.5	3.0	3.0	-	3.0	6.0
				1.0		
$W_5$	-	-	3.5	-	2.5	-
	1.5	2.5		1.0		0.5
$W_6$	-	-	-	1.5	2.5	1.5
	0.5	1.0	3.0			

Визначена за експериментальними даними згідно з викладеною методикою матриця жорсткості у точці прикладення навантаження дорівнює

$$K_E = \begin{bmatrix} 6.39 & 0.12 & 2.02 & 0.08 & -0.55 & -0.01 \\ -0.12 & 5.74 & 0.58 & 0.30 & 0.02 & 0.03 \\ -0.81 & -0.33 & 18.27 & 0.11 & 0.12 & 0.08 \\ 0.01 & 0.41 & 0.08 & 0.09 & 0.00 & 0.00 \\ -0.42 & -0.02 & -0.25 & -0.02 & 0.12 & -0.02 \\ -0.01 & 0.13 & -0.17 & 0.02 & 0.02 & 0.09 \end{bmatrix} \cdot 10^6.$$

Після приведення до найближчої симетричної позитивно визначеної матриця жорсткості приймає вигляд

$$K_{ES} = \begin{bmatrix} 6.39 & 0.00 & 0.60 & 0.05 & -0.48 & -0.01 \\ 0.00 & 5.74 & 0.13 & 0.35 & 0.00 & 0.08 \\ 0.60 & 0.13 & 18.27 & 0.10 & -0.06 & -0.05 \\ 0.05 & 0.35 & 0.10 & 0.09 & -0.01 & 0.01 \\ -0.48 & 0.00 & -0.06 & -0.01 & 0.12 & 0.00 \\ -0.01 & 0.08 & -0.05 & 0.01 & 0.00 & 0.09 \end{bmatrix} \cdot 10^6,$$

а приведена до центру координат основи матриця жорсткості дорівнює

$$K_{E0} = \begin{bmatrix} 6.39 & 0.00 & 0.60 & 0.05 & 2.26 & -0.01 \\ 0.00 & 5.74 & 0.13 & -2.11 & 0.00 & 0.08 \\ 0.60 & 0.13 & 18.27 & 0.04 & 0.19 & -0.05 \\ 0.05 & -2.11 & 0.04 & 0.85 & 0.01 & -0.02 \\ 2.26 & 0.00 & 0.19 & 0.01 & 0.89 & -0.01 \\ -0.01 & 0.08 & -0.05 & -0.02 & -0.01 & 0.09 \end{bmatrix} \cdot 10^6.$$

Порівняння теоретично та експериментально визначених матриць жорсткості та їх власних чисел (табл. 4) показує, що характер матриць ідентичний, найбільша різниця між відповідними елементами головної діагоналі складає 18%, власними числами – до 22%.

Таблиця 4 – Власні числа матриць жорсткості

Визначені теоретично	21.90	6.97	7.30	0.11	0.08	0.08
Визначені експериментально	18.30	6.39	5.76	0.09	0.08	0.07
Різниця, %	17	9	22	14	0	12

Поступальна координатна жорсткість по осям Y та Z дещо нижче, ніж розрахована теоретично. Кутова жорсткість по осі Y співпадає з визначеною теоретично, по осям X та Z – дещо нижча. Усі експериментально визначені власні значення матриці жорсткості не перевищують розрахованих теоретично. Таке зниження жорсткості може пояснюватися особливостями експериментального визначення жорсткості штанг (різні кутові положення шарнірних опор штанг при вимірюванні жорсткості та на моделі), а також похибками вимірювання.

#### Висновки:

1. Для експериментального визначення просторової жорсткості розроблено та виготовлено модель механізму паралельної структури «гексапод» з ланками регульованої довжини, навантажувальний пристрій та оправку для розміщення індикаторів, що утворюють дослідний стенд для вимірювання жорсткості.

2. Розроблено методику виконання та обробки результатів експериментальних досліджень, що дозволяє визначити матрицю жорсткості моделі гексапода за результатами шести дослідів з вимірювання пружних переміщень при навантаженні у довільній точці платформи.

3. Експериментально визначені жорсткості штанг та матриця жорсткості моделі гексапода в центральному положенні рухомої платформи. Результати експериментальних досліджень добре узгоджуються з теоретичними розрахунками, найбільша різниця між елементами головної діагоналі теоретично та експериментально визначених матриць жорсткості складає 18%, між власними числами – 22%.

#### Список літератури

1. Merlet J.P. Parallel Robots, 2nd ed. – Springer, 2006. – 394 p.
2. Кириченко А.М. Матриця жорсткості просторових механізмів паралельної структури з пружними ланками / А.М. Кириченко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин / Вип. 40, ч. I. – Кіровоград: КНТУ, 2010. – С. 256-262.
3. Струтинський В.Б. Теоретичний аналіз жорсткості шестикоординатного механізму паралельної структури / В.Б. Струтинський, А.М. Кириченко // Вісник Національного технічного університету України „Київський політехнічний інститут”. Серія „Машинобудування”. – 2009. – №57. – С. 198-207.
4. Валявський І.А. Експериментальне вимірювання пружних переміщень верстата-гексапода / І.А. Валявський, А.М. Кириченко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного

- технічного університету / Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин / – Вип. 38. – Кіровоград: КНТУ, 2008. – С. 119-124.
5. Серков Н.А., Результаты экспериментальных исследований механизма параллельной структуры на примере станка «Гексамех-1» / Н.А. Серков, И.В. Вайнштейн, А.А. Мерзляков, Р.О. Сироткин // Вестник научно-технического развития. 2008. – № 5 (9). – С. 67-88.
  6. Решетов Д.Н., Портман В.Т. Точность металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1986. – 336 с.
  7. Струтинський В.Б. Математичний апарат векторів шостого порядку для розрахунків жорсткості просторових механізмів паралельної структури / В.Б. Струтинський, А.М. Кириченко // Вісник СумДУ. Серія «Технічні науки». – 2010. – №2. – С. 142-154.
  8. Higham N.J. Computing a nearest symmetric positive semidefinite matrix / N.J. Higham // Linear Algebra and its applications. – 1988. – Vol. 103. – P. 103-118.

*В.Струтинський, А.Кириченко*

#### **Экспериментальное определение матрицы жесткости модели гексапода**

Разработана методика экспериментального определения матрицы жесткости, изготовлена модель гексапода и экспериментальный стенд. По измеренным величинам упругих перемещений под нагрузкой определены элементы матрицы жесткости, проведено сравнение с теоретическими расчетами.

*V.Strutynsky, A.Kyrychenko*

#### **The experimental identification of stiffness matrix of hexapod**

The approach to experimental identification of stiffness matrix of hexapod is suggested. The hexapod model and measurement rig are manufactured. The stiffness matrix components obtained from measured elastic deformation values, and compared to theoretical computations.

Одержано 11.10.11

### **УДК 6.31.3**

**В.І. Рубльов, проф., д-р техн. наук**

*Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ*

## **Види моделей сертифікації сільськогосподарської техніки**

Розглянути моделі сертифікації на прикладі сільськогосподарської техніки. В основі знаходяться моделі регламентовані нормативними документами. Моделі розглядаються з урахуванням видів об'єктів, які підлягають сертифікації. В якості об'єктів розглядаються одиничний виріб, партія продукції (виробів), продукція, що випускається серійно. Для кожного виду об'єктів розглядаються види робіт при сертифікаційних випробуваннях. Крім всього розглядається технічний нагляд за продукцією з урахуванням її виду і моделі сертифікації.

**сертифікація, моделі, види об'єктів сертифікації, сертифікаційні випробування, види моделей, сільськогосподарська техніка**

**Постановка проблеми.** Ринок сільськогосподарської техніки (далі “СГТ”) завантажений продукцією закордонних фірм і фірм, що на промислово-фінансових угодах виробляють СГТ в Україні. Крім того, деякі покупці купують окремі марки СГТ. Все це ускладняє експлуатацію, технічне обслуговування і ремонт великого різноманіття СГТ. Вищесказане визначає **проблему захисту суспільства від постачання неякісної СГТ в Україну.**

- технічного університету / Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин / – Вип. 38. – Кіровоград: КНТУ, 2008. – С. 119-124.
5. Серков Н.А., Результаты экспериментальных исследований механизма параллельной структуры на примере станка «Гексамех-1» / Н.А. Серков, И.В. Вайнштейн, А.А. Мерзляков, Р.О. Сироткин // Вестник научно-технического развития. 2008. – № 5 (9). – С. 67-88.
  6. Решетов Д.Н., Портман В.Т. Точность металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1986. – 336 с.
  7. Струтинський В.Б. Математичний апарат векторів шостого порядку для розрахунків жорсткості просторових механізмів паралельної структури / В.Б. Струтинський, А.М. Кириченко // Вісник СумДУ. Серія «Технічні науки». – 2010. – №2. – С. 142-154.
  8. Higham N.J. Computing a nearest symmetric positive semidefinite matrix / N.J. Higham // Linear Algebra and its applications. – 1988. – Vol. 103. – P. 103-118.

*В.Струтинський, А.Кириченко*

#### **Экспериментальное определение матрицы жесткости модели гексапода**

Разработана методика экспериментального определения матрицы жесткости, изготовлена модель гексапода и экспериментальный стенд. По измеренным величинам упругих перемещений под нагрузкой определены элементы матрицы жесткости, проведено сравнение с теоретическими расчетами.

*V.Strutynsky, A.Kyrychenko*

#### **The experimental identification of stiffness matrix of hexapod**

The approach to experimental identification of stiffness matrix of hexapod is suggested. The hexapod model and measurement rig are manufactured. The stiffness matrix components obtained from measured elastic deformation values, and compared to theoretical computations.

Одержано 11.10.11

### **УДК 6.31.3**

**В.І. Рубльов, проф., д-р техн. наук**

*Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ*

## **Види моделей сертифікації сільськогосподарської техніки**

Розглянути моделі сертифікації на прикладі сільськогосподарської техніки. В основі знаходяться моделі регламентовані нормативними документами. Моделі розглядаються з урахуванням видів об'єктів, які підлягають сертифікації. В якості об'єктів розглядаються одиничний виріб, партія продукції (виробів), продукція, що випускається серійно. Для кожного виду об'єктів розглядаються види робіт при сертифікаційних випробуваннях. Крім всього розглядається технічний нагляд за продукцією з урахуванням її виду і моделі сертифікації.

**сертифікація, моделі, види об'єктів сертифікації, сертифікаційні випробування, види моделей, сільськогосподарська техніка**

**Постановка проблеми.** Ринок сільськогосподарської техніки (далі “СГТ”) завантажений продукцією закордонних фірм і фірм, що на промислово-фінансових угодах виробляють СГТ в Україні. Крім того, деякі покупці купують окремі марки СГТ. Все це ускладняє експлуатацію, технічне обслуговування і ремонт великого різноманіття СГТ. Вищесказане визначає **проблему захисту** суспільства від постачання неякісної СГТ в Україну.

**Аналіз останніх досліджень вказує**, що в Україні діє ціла низка законодавчих актів [1,2] і нормативних документів [3-10], які направлені на захист покупців СГТ. Крім того це відображено в фаховій літературі [11, 12]. В той же час, деякі нормативні документи не завжди співпадають з регламентом сертифікаційних випробувань [3,4]. В технічних умовах на виготовлення СГТ посилання на нормативні документи щодо сертифікаційних випробувань не враховують зміни сучасного періоду [7 - 10]. Тому доцільно використовувати нормативні документи щодо сертифікаційних випробувань з урахуванням їх змін [4].

**Мета досліджень.** Сформулювати алгоритм з урахуванням моделей сертифікаційних випробувань відповідно сучасних вимог [4].

**Результати досліджень.** При вивченні проблеми використовувалися методи спостережень, реєстраційні методи, методи аналогів та інші.

З урахуванням змін була розглянута модель сертифікаційних випробувань відповідно додатку А ДСТУ 3413-96 [4].

Були сформульовані положення алгоритму проведення сертифікації (рис. 1). Вони передбачають наступне:

- подача і розгляд заявки на сертифікацію продукції;
- аналіз наданої документації;
- ухвалення рішення про заявку з указівкою схеми (моделі сертифікації);
- обстеження виробництва;
- атестація виробництва сертифікуємої продукції, чи сертифікація системи якості, якщо це передбачено схемою сертифікації;
- добір і ідентифікація зразків продукції і їхніх випробувань;
- аналіз отриманих результатів і ухвалення рішення про можливість видачі сертифіката відповідності;
- видача сертифіката відповідності, висновок ліцензійної угоди і занесення сертифікованої продукції до Реєстру Системи;
- визнання сертифіката відповідності, виданого закордонним органом;
- технічний нагляд за сертифікованою продукцією;
- інформація про результати робіт із сертифікації.

На основі алгоритму і додатку А ДСТУ 3413-96 [4] надані графічно моделі сертифікації СГТ (рис. 2).

Під час вибору схеми сертифікації враховуються особливості виробництва, випробувань, постачання і використання конкретної продукції, можливі витрати заявника. Обрані схеми вказуються в документі, що визначає порядок проведення сертифікації конкретної продукції.

Можуть застосовуватися наступні моделі (схеми) сертифікації СГТ (рис. 2):

- сертифікація одиничних виробів;
- сертифікація партії продукції;
- сертифікація продукції, що випускається серійно з проведенням періодичного контролю з видачею сертифікату на один рік;
- сертифікація і обстеження виробництва продукції, що випускається серійно з періодичним контролем і перевіркою виробництва з видачею сертифікату на два роки;
- атестація виробництва і сертифікація продукції, що випускається серійно з періодичним контролем і перевіркою виробництва з видачею сертифікату на три роки;
- сертифікація системи якості виробництва і сертифікація продукції, що випускається серійно з періодичним контролем і перевіркою виробництва з видачею сертифікату на п'ять років.



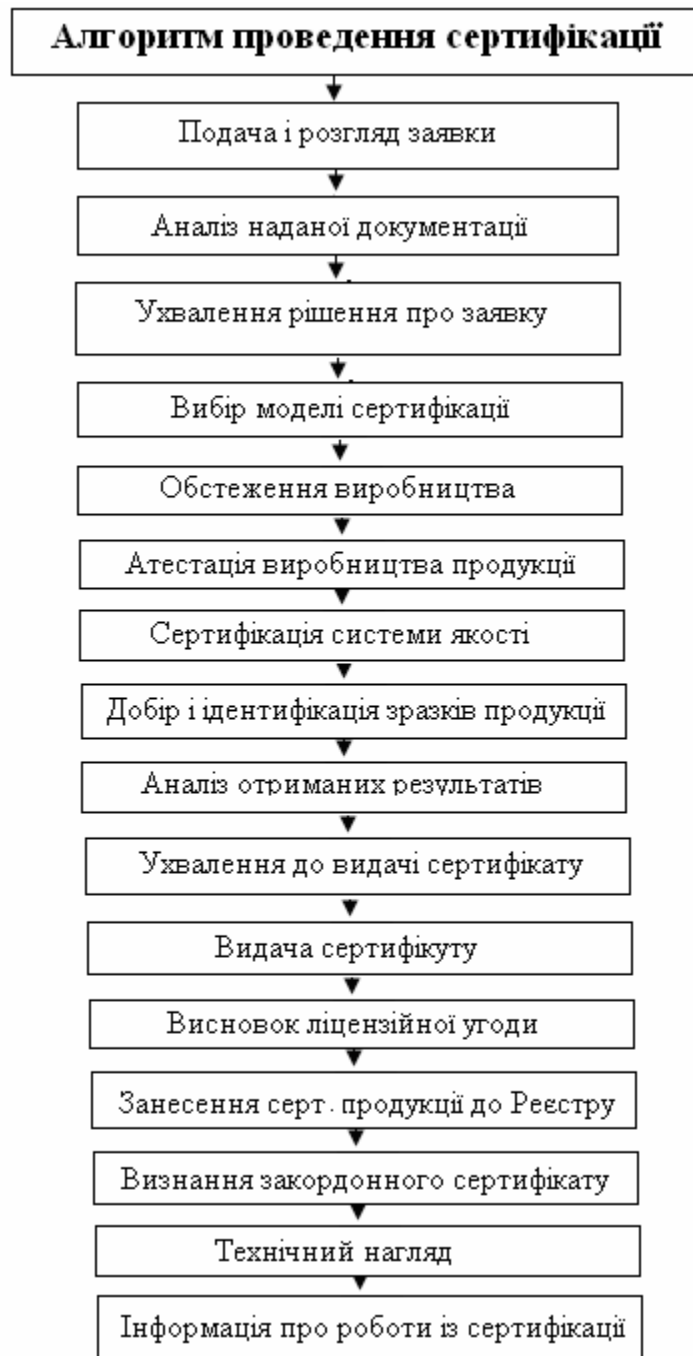


Рисунок 1 – Алгоритм проведення сертифікації продукції і атестації її виробництва

При виборі схеми сертифікації рекомендуються наступні правила.

Сертифікат на одиничний виріб видається на підставі позитивних результатів випробувань цього виробу, проведених у випробувальній лабораторії (центрі), акредитованому в Системі

Сертифікат на партію продукції (виробів) видається на підставі позитивних результатів випробувань в акредитованій у Системі випробувальній лабораторії (центрі) зразків продукції (виробів), відібраних з партії в порядку і кількості, визначеній органом з сертифікації

Сертифікат відповідності на продукцію, що виготовляється серійно протягом терміну дії сертифіката, і ліцензійна угода на право його застосування і маркування продукції знаком відповідності надаються органом з сертифікації на підставі:

- позитивних результатів сертифікаційних випробувань в акредитованій у Системі лабораторії зразків продукції, відібраних у порядку і кількості, встановлених органом з сертифікації;

- аналізу наданої заявником документації і подальшого технічного нагляду під час терміну дії сертифіката відповідності шляхом проведення періодичних контрольних випробувань зразків продукції, відібраних у виробника чи постачальника в порядку, у терміни й у кількості, встановленій у програмі технагляду і проведення перевірки виробництва, обстеження виробництва відповідно до вимог ДСТУ 3957 і подальшого технагляду за виробництвом сертифікованої продукції в період дії сертифіката відповідності, проведення контрольних випробувань зразків продукції, що відбираються в постачальника чи виробника в порядку, встановленому в програмі технагляду;

- атестації виробництва і подальшого технічного нагляду за виробництвом сертифікованої продукції в період дії сертифіката, проведення контрольних випробувань зразків продукції, що відбираються на виробництві чи в постачальника, у торгівлі в порядку, у терміни й у кількості, встановлених у програмі технічного нагляду;

- сертифікації (оцінці) системи якості підприємства-виготовлювача продукції, яка сертифікується, подальшого технічного нагляду за системою якості і проведення контрольних випробувань зразків продукції відбираються на виробництві чи в постачальника, у торгівлі в порядку, у терміни й у кількості, встановлених у програмі технічного нагляду.

Орган з сертифікації продукції може застосовувати також інші правила на вибір моделі (схеми) сертифікації в залежності від специфіки СГТ й особливостей виробництва.

Під час сертифікації перевіряються показники (характеристики) СГТ і застосовуються методи, що дозволяють:

- зробити ідентифікацію СГТ, у тому числі перевірити приналежність до класифікаційної групи, відповідність технічної документації, походження, приналежність до даної партії й ін.;

- повно і переконливо підтвердити відповідність СГТ заданим вимогам.

В той же час аналіз планування сертифікаційних випробувань у нормативної документації на виготовлення СГТ [7-10] вказує їх недостатню достовірність (таблиця 1).



Рисунок 2 – Моделі сертифікації СГТ

Під час сертифікації перевіряються показники (характеристики) СГТ і застосовуються методи, що дозволяють:

- зробити ідентифікацію СГТ, у тому числі перевірити приналежність до класифікаційної групи, відповідність технічної документації, походження, приналежність до даної партії й ін.;
- повно і переконливо підтвердити відповідність СГТ заданим вимогам.

В той же час аналіз планування сертифікаційних випробувань у нормативної документації на виготовлення СГТ [7-10] вказує їх недостатню достовірність (таблиця 1).

Таблиця 1 – Кількість показників якості, які оцінюються при сертифікаційних випробуваннях, їх періодичність і об'єм випробувань СГТ по ТУ

Види випробувань	Кількість контролюємих показників по СГТ			
	Плуги	Сівалки	Комбайни	Трактори
<b>1. Загальна кількість показників, у т.ч.:</b>	<b>223</b>	<b>348</b>	<b>397</b>	<b>345</b>
1.1. Технічні характеристики і властивості	163	255	207	240
1.2. По техніці безпеки	60	93	190	105
2. Відносна кількість контролюємих показників при сертифікаційних випробуваннях, %	86,2	100	100	44,1
3. Періодичність і об'єм СГТ при сертифікаційних випробуваннях	1 плуг за три роки	1 сівалка в три роки	1 комбайн в три роки	1 трактор в три роки

Це пов'язане з недостатньою кількістю об'єктів і періодичністю їх випробувань (один зразок виробів за три роки), а також кількістю контролюємих нормованих показників. Кількість контролюємих показників складає: для плугів 86,2%, тракторів 44,1%. Це також характерно і для інших машин. Проте, для сівалок і комбайнів нормована кількість контролюємих показників складає 100%. Вказане вимагає для підвищення якості СГТ обов'язково виконувати сертифікацію системи управління якістю виробництва відповідно ISO 9001-2008 [13].

Такий підхід до сертифікації системи якості виробництва і тракторів, що випускається серійно з періодичним контролем і перевіркою виробництва з видачею сертифікату на систему управління якістю, забезпечив Мінському тракторному заводу авторитет на світовому ринку і у споживачів [14].

#### Висновки.

Ринок "СГТ" завантажений різноманіттям техніки закордонних фірм і фірм, що на промислово-фінансових угодах її виробляють в Україні. Крім того, деякі покупці купують окремі марки СГТ. Все це ускладняє експлуатацію, технічне обслуговування і ремонт великого різноманіття СГТ. Вищесказане визначає проблему захисту суспільства від постачання неякісної СГТ в Україну.

В Україні діє ціла низка законодавчих актів і нормативних документів, які направлені на захист покупців СГТ. В той же час, деякі нормативні документи не завжди співпадають з регламентом сертифікаційних випробувань. В технічних умовах на виготовлення СГТ посилення на нормативні документи щодо сертифікаційних випробувань не враховують зміни сучасного періоду. Тому доцільно використовувати нормативні документи щодо сертифікаційних випробувань з урахуванням їх змін.

Визначена мета досліджень і сформульований алгоритм з урахуванням моделей сертифікаційних випробувань відповідно сучасних вимог. З урахуванням змін була

розглянута модель сертифікаційних випробувань відповідно додатку А ДСТУ 3413-96. Були сформульовані положення алгоритму проведення сертифікації.

Вказане, що в існуючих ТУ на СГТ використовується недостатня кількість об'єктів і періодичність їх випробувань (один зразок виробів за три роки), а також кількість контролюємих нормованих показників. Кількість контролюємих показників складає: для плугів 86,2%, тракторів 44,1%. Це також характерно і для інших машин.

Пропонується для підвищення якості СГТ обов'язково виконувати сертифікацію системи управління якістю виробництва відповідно ISO 9001-2008. Такий підхід до сертифікації системи якості виробництва і тракторів, забезпечив Мінському тракторному заводу авторитет на світовому ринку і у споживачів.

## Список літератури

1. Закон України "Про захист прав споживачів".
2. Закон України "Про захист прав покупців сільськогосподарських машин".
3. Перелік продукції, що підлягає обов'язковій сертифікації в Україні, затверджений наказом Державного комітету України з питань технічного регулювання та споживчої політики від 1 лютого 2005 року №28.
4. ДСТУ 3413-96 Система сертифікації УкрСЕПРО. Порядок проведення сертифікації продукції. Зміни. [http:// document.org.ua/sistema-sertifikaciyi-ukrsepro-porjadok-proveddenja sertifi-nor 9247.html](http://document.org.ua/sistema-sertifikaciyi-ukrsepro-porjadok-proveddenja-sertifi-nor-9247.html)
5. ДСТУ EN 45011-98 Загальні вимоги до органів сертифікації продукції.
6. ДСТУ EN 45012-98 Загальні вимоги до органів з сертифікації систем якості.
7. ТУ У 29.3 – 23712430 – 002 – 2006. Плуги необертові ПНН-3, ПНН-4, ПНН-5, ПНН-6, ПНН-7.
8. ТУ У3.37-05784437-163-96 Сівалка зернотукотрав'яна СЗТ-3,6А. ( на заміну ТУ 23.2.1871-87)
9. ТУ У3.37-31862695.0.002-2002 Комбайн зернозбиральний самохідний ДОН-1500Б (ДОН 1500У).
10. ТУ У 29.3. 30722204.004-2002 Тракторы "БЕЛАРУС" МТЗ-80.1, МТЗ-82.1.
11. Рубльов В.І., Управління якістю технічного сервісу і сільськогосподарської техніки при постачанні. Посібник / За ред. В.І. Рубльова. – 2-е видання доп. – К.: Видав. НАУ, 2006. – 236 с.
12. Боженко Л.І. Метрологія, стандартизація, сертифікація та акредитація. Посібник / Л.І. Боженко. – Львів, Афіша, 2006. – 324 с.
13. ISO 9001-2008. Системи управління якістю. Вимоги.
14. Трактора Минского тракторного завода серий МТЗ-80, МТЗ- 82. [http:// www. techns.narod.ru](http://www.techns.narod.ru).

*В. Рублёв*

### **Виды моделей сертификации сельскохозяйственной техники**

Рассмотрены модели сертификации на примере сельскохозяйственной техники. В основе находятся модели регламентированные нормативными документами. Модели рассматриваются с учетом видов объектов, которые подлежат сертификации. В качестве объектов рассматриваются единичное изделие, партия продукции (изделий), продукция, что выпускается серийно. Для каждого вида объектов рассматриваются виды работ при сертификационных испытаниях. Кроме всего рассматривается технический надзор за продукцией с учетом ее вида и модели сертификации.

*V. Rublov*

### **Types of models of certification of agricultural technique**

The models of certification on the example of agricultural technique are considered. In basis there are models regulated by normative documents. Models are examined taking into account the types of objects, which are subject to certification. As objects is examined single good, party of products (wares), products, that is mass-produced. For every type of objects the types of works at the certification tests are examined. The technical supervision after products taking into account its kind and model of certification is examined.

Одержано 02.09.11

УДК 621.43-2.004

А.А. Дудніков, проф., О.І. Біловод, доц., О.В. Канівець, інж., В.В. Дудник, інж.  
 Полтавська державна аграрна академія

## Роль теорії надійності у підвищенні якості машин

Дано аналіз основних напрямків теорії надійності у підвищенні довговічності та надійності машин.

**методи прогнозування, статистичний аналіз, критерії надійності, нормативний розрахунок**

Методологічні питання теорії надійності машин і складальних одиниць можуть бути віднесені до фундаментальних оскільки зачіпають методи розрахунку і експлуатації механічних систем.

Відомі наступні традиційні напрямки теорії надійності машин: статистичний аналіз навантажень, дій та механічних властивостей матеріалів; обґрунтування вибору розрахункових навантажень при обробці; методологія призначення коефіцієнта готовності і коефіцієнта технічного використання та ін.

До нових напрямків слід віднести такі як: методологія оцінки надійності та залишкового терміну служби технічного об'єкта з метою прийняття рішень про його подальшу експлуатацію; методи прогнозування надійності з широким використанням статистичного обчислювального експерименту; методи попередньої оцінки безпеки об'єкта по відношенню до різних дій; урахування людського фактора в розрахунках на надійність машин та їх складальних одиниць.

Успішний розвиток нових напрямків не можливий без широкого використання методів теорії випадкових процесів, методів статистичного аналізу часових рядів, досягнень сучасної інформатики та обчислювальної математики, а також сучасних методів механіки при вирішенні проблем надійності.

Прогнозування надійності вимагає максимального наближення розрахункових схем до реальних об'єктів та умов їх експлуатації, що дозволить вивчати поведінку об'єктів при різних діях, які задані за допомогою ймовірнісних моделей.

Одним із шляхів суттєвого підвищення надійності є широке застосування засобів технічної діагностики, що дозволяють відстежувати технічний стан об'єкта, попереджувати відмови, що наближаються, вибирати оптимальні плани технічного обслуговування і ремонту.

Один із напрямків перспективних фундаментальних досліджень, тісно пов'язаних з теорією надійності, – це теорія оптимізації, метою якої є призначення оптимальних режимів виготовлення, відновлення та експлуатації об'єктів.

Оптимізація параметрів і режимів може розглядатися як ймовірна модифікація критерію найменшої вартості  $C(a)$  або критерію максимальної надійності  $P(a)$ .

Так, при проектуванні методу відновлення деталі ми маємо можливість розпоряджатися певним набором технологічних параметрів: формою, розмірами, матеріалом, його структурою тощо. Вектор конструктивних параметрів позначений через  $a$ , а область його допустимих значень – через  $A$ . В якості цільової функції  $C(a)$  візьмемо її вартість. Критерій для знаходження вектора конструктивних параметрів  $a$  має вигляд:

$$C(a) \rightarrow \min; \quad P(a) \geq P_{\min}; \quad a \in A, \quad (1)$$

де  $P_{min}$  – мінімально допустиме значення показника надійності.  
Значення критерію максимальної надійності можна записати:

$$P(a) \rightarrow \max_a; \quad C(a) \leq C_{max}; \quad a \in A, \quad (2)$$

де  $C_{max}$  – максимально допустиме значення вартості.

При обліку фактора часу (витрати з профілактикою відмов, ремонтом і відновленням) надійність (її значення) стає функцією часу, тобто функціоналом від ймовірності безвідмовної роботи  $P(t)$ :

$$C_o(a) - \int_0^{T_H} C_1(a, \tau) P(a, \tau) d\tau \rightarrow \min_a, \quad (3)$$

$$P(a, \tau) \geq P_{max}(\tau); \quad a \in A; \quad \tau \in [0; T_H], \quad (4)$$

де  $T_H$  – нормативний ресурс (строк служби);

$C_1(a, \tau)$  – інтенсивність функції втрат.

Слід враховувати, що прогнозований оптимальний термін експлуатації або ресурс змінюється від одного спостереження до іншого. За стабільних умов експлуатації уточнюють прогноз моменту зупинки в міру накопичення результатів вимірювань [1].

У випадку, якщо відбудеться непередбачена зміна умов навантаження, погіршення стану об'єкта тощо, то включена в загальний алгоритм ідентифікація стану і параметрів об'єкта дозволить врахувати ці явища при видачі рекомендацій.

На основі проведеного аналізу можна зробити висновок, що методи теорії надійності не тільки дозволяють пояснити нормативні навантаження і коефіцієнти запасу, а й відкривають перспективи для створення більш сучасних норм. Подальший розвиток цих методів дозволить робити якісні та кількісні висновки про закономірності, що лежать в основі нормальних розрахунків. Крім того, методи теорії надійності дають теоретичну основу для правильної постановки, збирання та обробки статистичних даних, що відносяться до навантажень, характеристик матеріалу та іншим розрахунковим параметрам.

Однак, не можна надавати зазначеним методам абсолютного значення і протиставляти ймовірно-статистичні методи. За своїм призначенням машини і системи машин повинні володіти високим ступенем надійності. Настання граничного стану машин, що працюють в нормальних умовах, не можна розглядати як масову подію. При цьому при використанні ймовірно-статистичних методів доводиться вдаватися до недостатньо обґрунтованої екстраполяції розподілів в області малих ймовірностей [2].

Слід зазначити, що ймовірнісне описання умов експлуатації машин під навантаженням є більш повним, ніж детерміністичне, але тим не менше, все ж таки, залишається теоретичною схемою. Деякі технічні та експлуатаційні фактори доводиться виключати з розгляду: умовний характер розрахункових схем, людські помилки і людський фактор в цілому, який вносить великий вклад в надійність технічних об'єктів. Аналіз, проведений в ряді країн, показав, що у 80-90% випадків причинами аварій ставали людські помилки [3].

Методи теорії ймовірностей і надійності, безумовно, залишаються в перспективі досить корисним засобом теоретичного пояснення, дослідження і вдосконалення нормативних методів розрахунку. Відзначаючи їх роль для дослідження та уточненого розрахунку, слід відмітити, що нормативні методи розрахунку за своєю формою повинні все-таки залишатися детерміністичними. Відповідні розрахункові величини і

нормативні коефіцієнти повинні призначатися і корегуватися, в першу чергу, на основі досвіду складання та експлуатації.

Застосування методів теорії надійності для розрахунку машин вимагає збільшення кількості інформації про зовнішній вплив і матеріали. Це дасть можливість робити більш достовірні висновки про їх надійність та довговічність.

Одним із найважливіших завдань, яке дозволить впровадити елементи теорії надійності машин у практику, є створення математичного забезпечення для комплексного вирішення проблеми надійності.

Іншим перспективним напрямком може бути розробка методів статистичного чисельного моделювання. Для того, щоб скоротити витрати машинного часу з мінімальними втратами достовірності результатів, слід використовувати спеціальні прийоми: генерування найбільш значних вибірок, обробка результатів методами зваженого оцінювання. Вони успішно застосовуються за кордоном, зокрема, при числовій реалізації методів типу FORM і SORM.

## Список літератури

1. Вентцель Е.С. Теория случайных процессов и ее инженерные приложения / Вентцель Е.С., Овчаров Л.А. – М.: Наука, 1991. – 384 с.
2. Боровков А.А. Теория вероятности. – М.: Наука, 1986. – 432 с.
3. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций. – М.: Машиностроение, 1990. – 448 с.

*А. Дудников, А. Беловод, А. Канивец, В. Дудник*

### **Роль теории надежности в повышении качества машин**

Дан анализ основных направлений теории надежности в повышении долговечности и надежности машин.

*A. Dudnikov, A. Belovod, A. Kanivets, V. Dudnik*

### **The role of theory in improving the reliability of machines**

The analysis of the main directions of reliability theory to improve durability and reliability of machines.

Одержано 05.09.11

УДК 620.1.05

**Т.І.Рибак, проф., д-р техн. наук, А.В. Бабій, доц., канд. техн. наук, А.Й. Матвійшин, доц., канд. техн. наук**

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль, Україна*

## Новий пристрій для непрямого контролю за ростом тріщин в несучих системах мобільної техніки

В роботі проведено аналіз існуючих способів контролю процесу руйнування несучих систем мобільних машин та запропоновано новий ефективний пристрій для визначення характеристик деформації рами при складному напруженому стані. Такий пристрій точно передає кут закручування між несучими елементами рами мобільної машини до чутливого елемента і не створює додаткового опору для загального процесу деформації, що дозволяє підвищити точність та надійність такого роду замірів.

**руйнування, несуча система, деформація рами, тріщина, жорсткість, кут закручування, експлуатаційна живучість, тензометрування**

Рама чи інша несуча система складає основу будь-якої машини, в тому числі, і сільськогосподарської. Від її ресурсу роботи залежить термін експлуатації машини в цілому. Оцінка вказаного параметру є дуже відповідальний етап досліджень. Праці багатьох відомих вчених стосуються встановлення та контролю дійсного терміну напрацювання тієї чи іншої конструкції [1-4]. Серед множини існуючих способів завжди вибирається такий, який би був найбільш дешевий та практичний, а результат – максимально достовірний.

Як відомо, з існуючих моделей руйнувань металоконструкцій, внаслідок накопичення пошкоджень відбувається зародження тріщини. Якщо умовно прийняти ресурс роботи розглядуваної конструкції рами за 100%, то ріст зародженої тріщини до критичного розміру може складати 80%, а сам процес зародження (до появи макротріщини) – біля 20%. Відрізок часу до появи видимої тріщини, зокрема, можна пояснити спонтанною початковою дефектністю, яка проявляється, наприклад, в порушенні технічних умов монтажу складових рами, що викликають різного роду дефекти, а також монтажні внутрішні напруження окремих елементів [1]. Тоді поява тріщини ці напруження знімає і конструкція сприймає тільки експлуатаційні навантаження від яких і виникають робочі внутрішні напруження в елементах конструкції рами. Виходячи з цього, нас більше буде цікавити той період роботи конструкції, який визначається терміном «експлуатаційна живучість». Тобто необхідно встановити той момент, коли тріщина розвинулася до якогось критичного значення і далі має наступити втрата функціональних можливостей того елемента чи повне його руйнування. Це саме той момент, коли настає закінчення експлуатаційної живучості розглядуваної конструкції. Звичайно, задача це не проста, оскільки конструкції рам – статично невизначені системи з динамічним випадковим навантаженням. Методи механіки руйнування не дозволяють безпосередньо розрахувати цей ресурс живучості в силу наведених аргументів.

Для вирішення поставленої задачі можна приймати як головний критерій – зниження жорсткості рамної конструкції. В літературних джерелах появи тріщин ще називають «шарнірами пластичності», коли виникають залишкові деформації, що можуть спричинитися до втрати повноцінного функціонування рами або ж її аварійного виходу з ладу при пікових навантаженнях як показано на рис. 1.





Рисунок 1 – Зруйнована рамна конструкція обприскувача сімейства ОБТ

Тому, для безпечного експлуатування машини, яка в своїх несучих елементах має втомні тріщини, що розвиваються, необхідно чітко контролювати ріст тріщини, її вплив на функціонування рами та зважувати ризики, які при цьому можуть виникати. Також варто прорахувати, на якій стадії вигідно проводити ремонт чи заміну спрацьованого елемента.

Якщо тріщина виявлена, то можна застосувати багато безпосередніх способів для контролю її росту. Складність і достовірність такого спостереження визначається характером розвитку самої тріщини. Важливу роль тут відіграє напрямок та швидкість росту. Для цієї мети, в основному, використовують фольгові тензорезистори, ємкісні датчики для вимірювання довжини тріщини і т. д [2, 3]. Головним їх недоліком є обмеженість зони контролю та потреба в правильному орієнтуванні; складність в знятті і розшифруванні їх сигналів.

Більш ефективним і практичним способом дослідження такого процесу, на нашу думку, є непрямий контроль за ростом тріщини. А саме, це дослідження крутильної жорсткості рамної конструкції. Кути закручування можна визначати за допомогою торсіонних кутомірів чи безпосередньо тензометруванням різного роду поперечин рами при навантаженнях в реальних умовах експлуатації. В роботі [4] описаний тензометричний датчик, що представляє собою наклеєний тензорезистор на дюралюмінієву трубку, яка деформується при скручуванні лонжеронів рами, між якими вона нерухомо закріплена. В іншій роботі [5] даний пристрій вдосконалюється шляхом введення в конструкцію шліцьового з'єднання подовжувачів для компенсування осьових переміщень, що викликані зміщенням лонжеронів при скручуванні. А також введенням шарнірних муфт, що виключають вплив згинних моментів на чутливий елемент. Намагання вдосконалити такий тензометричний датчик має також ряд недоліків.

До недоліків вказаної конструкції пристрою для визначення кута закручування рами мобільної машини [5] відноситься нездатність передавати дійсну величину кута закручування між несучими елементами рами мобільної машини та фіксувати значення цього кута, оскільки в конструкції подовжувачів використані в якості з'єднувальних елементів шарнірні муфти, а для встановлення необхідної ширини подовжувачів та їх осьового переміщення – шліцьове з'єднання. Всі ці елементи, для їх роботоздатності,

повинні з'єднуватися між собою із зазором, який і буде спотворювати істинний кут закручування між несучими елементами рами досліджуваної машини. Крім того, чутливим елементом тут є тензорезистор, що наклеєний на трубу з дюралюмінію, деформація якої чинить додатковий опір на процес взаємного закручування рами мобільної машини. А також при великих деформаціях (кутах закручування) елементів рами, особливо в тому випадку, коли ці кути знакозмінні, використання тензорезисторів є практично непридатним.

Запропонований нами пристрій [6] точно передає кут закручування між несучими елементами рами мобільної машини до чутливого елемента і не створює додаткового опору для загального процесу деформації, що дозволяє підвищити точність та надійність такого роду замірів, рис. 2.

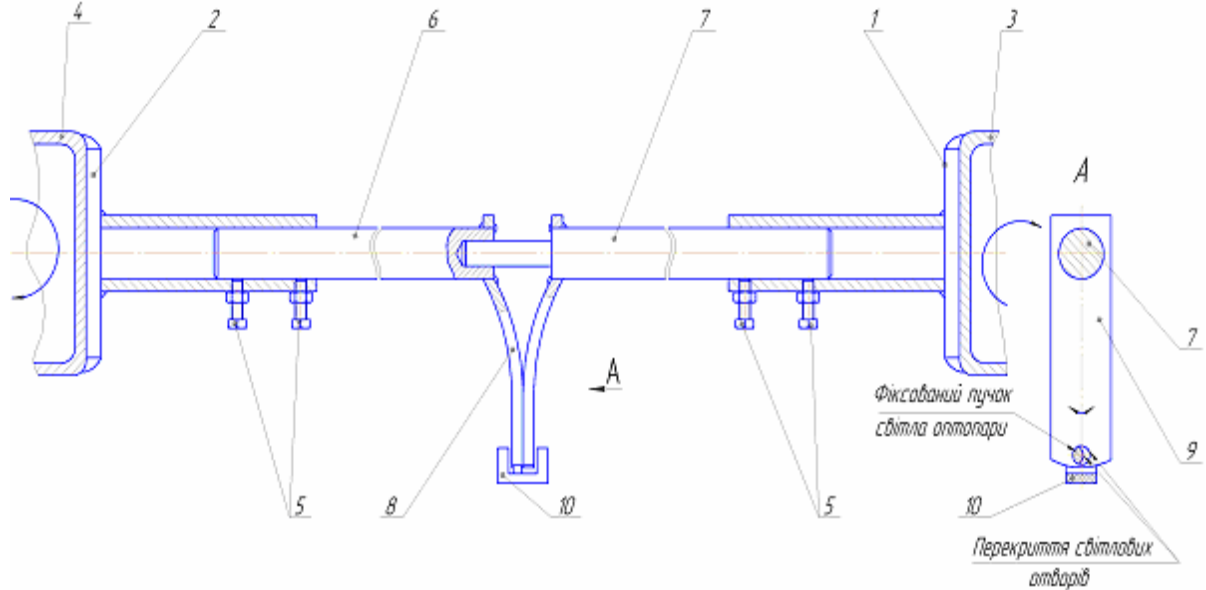


Рисунок 2 – Пристрій для визначення кута закручування рами мобільної машини

Даний пристрій складається з двох захватів 1, 2, які одними кінцями приєднано до несучих елементів рами 3, 4 мобільної машини, а іншими – через з'єднувальні елементи 5 з'єднано з подовжувачами 6 і 7, на кінцях яких змонтовано чутливий елемент, що утворений системою елементів 8, 9, 10. Причому з'єднувальні елементи 5 виконані у вигляді болтових фіксаторів, що утворюють нерухоме фрикційне з'єднання при фіксації подовжувачів 6, 7 на заданій довжині. На кінці подовжувача 6 виконано отвір, а подовжувача 7 – циліндричний виступ для їх шарнірного з'єднання-центрування. Крім того, чутливий елемент виконано у вигляді двох пружних важелів 8, 9, які одним кінцем нерухомо приєднано до подовжувачів 6, 7, а на протилежних – виконано світлові отвори, перекриття яких має можливість забезпечити проходження фіксованого пучка світла оптопар 10, яку прикріплено до кінця одного з пружних важелів 8 або 9.

В процесі експлуатації на раму мобільної машини передаються різного роду навантаження, які сприймаються несучим елементами рами 3, 4, що викликає їх деформацію, зокрема, взаємний кут повороту (закручування), який потрібно зафіксувати. З цією метою нерухомо закріплюємо захвати 1 і 2 одним з відомих способів, які крутний момент (переміщення за кутом закручування) отримують від відповідних несучих елементів рами 3, 4 та з'єднуємо їх на потрібній довжині з подовжувачами 6, 7 з'єднувальними елементами 5. Далі крутний момент подовжувачами 6, 7 передається пружним важелям 8, 9, які в дотик контактують між собою і переміщуються один відносно одного в коловому напрямку на різницю кутів закручування від деформації несучих елементів рами 3, 4. Близько вільних кінців пружних важелів 8, 9 є світлові отвори, які початково встановлені з певним

перекриттям один відносно одного, а в результаті переміщення пружних важелів 8, 9 або більше перекриваються, або розкриваються, що забезпечує можливості проходження фіксованого пучка світла оптопарі 10 через цю утворену площу. Якість процесу дозволяє забезпечити шарнірне з'єднання-центрування подовжувачів 6, 7, причому осьовий хід циліндричного виступу подовжувача 7 в отворі подовжувача 8 компенсує переміщення несучих елементів рами 3, 4 без впливу на чутливий елемент, оскільки пружні важелі 8, 9 досить податливі в цьому напрямку, а сама оптопара 10 закріплена на одному з цих пружних важелів 8 або 9. Якщо ж виникає такого роду навантаження на несучі елементи рами 3, 4, що змушує деформуватися подовжувачі 6, 7 в поперечно-вертикальній площині, то компенсатором тут служить циліндричний виступ подовжувача 7, який має порівняно невелику жорсткість, тобто вплив на чутливий елемент виключається. Крім того, вільне ковзання пружних важелів 8, 9 один відносно іншого не чинить ніякого опору на загальний процес деформування несучих елементів рами 3, 4 мобільної машини. Покази знімаються приладом за сигналом з оптопарі 10, який залежить від утвореної двома світловими отворами площі просвічування в результаті взаємного переміщення пружних важелів 8, 9. Напрямок кута закручування встановлюється за сигналом з оптопарі 10 від установочного значення: збільшення-зменшення площі просвічування. Діапазон вимірюваних значень кутів закручування і технічних можливостей оптичних елементів оптопарі 10 необхідно узгоджувати, правильно вибравши довжину пружних важелів 8, 9 та площі поперечних перетинів світлових отворів

Таким чином, запропонована конструкція пристрою для визначення кута закручування рами мобільної машини дозволяє точно, без спотворення, передати кут закручування між елементами рами мобільної машини до чутливого елемента, який не створює додаткового опору для загального процесу деформації, що підвищує точність та надійність такого роду замірів.

Крім того, встановивши таким чином ресурс роботи рами, можна на нових машинах в цьому пристрої до пружних важелів 8, 9 приєднати контролюючий елемент із заданим ресурсом роботи, який би сигналізував про закінчення терміну експлуатації такої конструкції. Це дозволить прогнозовано та безпечно експлуатувати машину.

## Список літератури

1. Рибак Т. І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин / Рибак Т.І. – Тернопіль: ВАТ ТВПК “ЗБРУЧ”, 2003. – 332 с.
2. Болотин В.В. Теория датчиков повреждений и счетчиков ресурса / В.В.Болотин, С.М.Набойщиков // Расчеты на прочность. - М.: Машиностроение, 1983. Вып. 24. - С. 79-94.
3. Гайдош Л. Прimenение датчиков для измерения усталостного повреждения материалов / Л. Гайдош // Заводская лаборатория. - 1983. - № 1. - С. 83-85.
4. Школьников М.Б. Закручивание рамы грузового автомобиля и построение программы ее испытаний на усталость кручением / М.Б.Школьников, В.Ф. Шурминов, А.Л. Эйдельман // Автомобильная промышленность. -1972. - № 5. - С. 28-30.
5. Филиппов В.Ю. К вопросу оценки крутильной жесткости рамы мобильной машины в эксплуатации / В.Ю. Филиппов, В.И. Рассоха // Контроль. Диагностика. - 2001. - № 11. - С. 14-15.
6. Бабій А.В. Пристрій для визначення кута закручування рами мобільної машини / Бабій А.В., Рибак Т.І., Попович П.В., Довбуш Т.А. // Позитивне рішення про видачу деклараційного патентна України на корисну модель, заявка № u 201102489.

*Т. Рибак, А. Бабій, А.Матвійшин*

**Новое устройство для непрямого контроля роста трещин в несущих системах мобильной техники**

В работе проведен анализ существующих способов контроля процесса разрушения несущих систем мобильных машин и предложено новое эффективное устройство для определения характеристик деформации рамы при сложном напряженном состоянии. Такое устройство точно передает угол закручивания между несущими элементами рамы мобильной машины к чувствительному элементу и не

создаёт дополнительного сопротивления для общего процесса деформации, что позволяет повысить точность и надёжность такого рода измерений.

*T. Rybak, A. Babiy, A. Matviyshyn*

**New device for indirect control of growth of cracks in the frame systems of mobile technique**

The analysis of existent methods of control of process of destruction of the frame systems of mobile machines is in-process conducted and a new effective device is offered for determination of descriptions of deformation of frame at the difficult tense state. The offered device exactly passes the corner of rollup between the elements of frame of mobile machine to the pickoff and does not create additional resistance for the general process of deformation, that allows to promote exactness and reliability such measurings.

Одержано 20.09.11

**УДК 631.355.2**

**А.І. Бойко, проф., д-р техн. наук**

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

**О.В. Бондаренко, доц., канд. техн. наук**

*Миколаївський державний аграрний університет*

## **Дослідження надійності кукурудзозбиральних машин при їх старінні, незмінній базі технічного обслуговування і використанні пасивного резервування**

Наведено результати теоретичних досліджень для комплексної оцінки загального стану і тенденцій змін надійної роботи кукурудзозбиральних машин. Побудована стохастична модель станів і переходів підсистем при пасивному резервуванні.

**пасивне резервування, граф станів, інтенсивність відмов, інтенсивність відновлень**

**Постановка проблеми.** В аграрному секторі економіки України інтенсивними темпами відбувається процес деіндустріалізації виробництва, погіршується забезпеченість сільськогосподарських підприємств новою сучасною технікою, запасними частинами, паливо-мастильними матеріалами. Особливо важливо це при великому рівні зношеності машин. На теперішній час біля 85...95 % кукурудзозбиральних комбайнів відпрацювали свій ресурс і підтримуються в роботоздатному стані в період збирання тільки за рахунок ремонтних робіт [2].

На теперішній час парк кукурудзозбиральної техніки в сільськогосподарських підприємствах країни складається в основному з причіпних комбайнів ККП-3, самохідних КСКУ-6 та приставок ППК-4, КМД-6 (на 85 %) який вже морально і фізично застаріли. На сьогоднішній день темпи спрацьованості існуючого парку кукурудзозбиральної техніки на порядок перевищують темпи її оновлення. Внаслідок цього значно збільшується сезонне навантаження на збиральну техніку (в 5 ...7 разів), розтягуються строки їх експлуатації, що приводить, у свою чергу, до зростання тривалості збирання та приносить щорічні втрати врожаю до 650...800 тис. т. Парк кукурудзозбиральних комбайнів за останні роки катастрофічно скоротився до

создаёт дополнительного сопротивления для общего процесса деформации, что позволяет повысить точность и надёжность такого рода измерений.

*T. Rybak, A. Babiy, A. Matviyshyn*

**New device for indirect control of growth of cracks in the frame systems of mobile technique**

The analysis of existent methods of control of process of destruction of the frame systems of mobile machines is in-process conducted and a new effective device is offered for determination of descriptions of deformation of frame at the difficult tense state. The offered device exactly passes the corner of rollup between the elements of frame of mobile machine to the pickoff and does not create additional resistance for the general process of deformation, that allows to promote exactness and reliability such measurings.

Одержано 20.09.11

**УДК 631.355.2**

**А.І. Бойко, проф., д-р техн. наук**

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

**О.В. Бондаренко, доц., канд. техн. наук**

*Миколаївський державний аграрний університет*

## **Дослідження надійності кукурудзозбиральних машин при їх старінні, незмінній базі технічного обслуговування і використанні пасивного резервування**

Наведено результати теоретичних досліджень для комплексної оцінки загального стану і тенденцій змін надійної роботи кукурудзозбиральних машин. Побудована стохастична модель станів і переходів підсистем при пасивному резервуванні.

**пасивне резервування, граф станів, інтенсивність відмов, інтенсивність відновлень**

**Постановка проблеми.** В аграрному секторі економіки України інтенсивними темпами відбувається процес деіндустріалізації виробництва, погіршується забезпеченість сільськогосподарських підприємств новою сучасною технікою, запасними частинами, паливо-мастильними матеріалами. Особливо важливо це при великому рівні зношеності машин. На теперішній час біля 85...95 % кукурудзозбиральних комбайнів відпрацювали свій ресурс і підтримуються в роботоздатному стані в період збирання тільки за рахунок ремонтних робіт [2].

На теперішній час парк кукурудзозбиральної техніки в сільськогосподарських підприємствах країни складається в основному з причіпних комбайнів ККП-3, самохідних КСКУ-6 та приставок ППК-4, КМД-6 (на 85 %) який вже морально і фізично застаріли. На сьогоднішній день темпи спрацьованості існуючого парку кукурудзозбиральної техніки на порядок перевищують темпи її оновлення. Внаслідок цього значно збільшується сезонне навантаження на збиральну техніку (в 5 ...7 разів), розтягуються строки їх експлуатації, що приводить, у свою чергу, до зростання тривалості збирання та приносить щорічні втрати врожаю до 650...800 тис. т. Парк кукурудзозбиральних комбайнів за останні роки катастрофічно скоротився до

критичної межі в 2,6 тис. штук [6,7].

Якщо проаналізувати, в якому стані знаходиться зараз в Україні сільськогосподарське машинобудування, особливо це питання стосується збиральної техніки, її відповідність міжнародним вимогам якості, стандартизації і сертифікації, то можна побачити, що якість будь-якої машини або комбайна є ще дуже низькою. Як і в недалекому минулому так і зараз, надійність і довговічність сучасних сільськогосподарських машин значно поступається світовим стандартам.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Надійність збиральної машини в значній мірі залежить від технологічного процесу, закладеного в основу її розробки [3]. Прийняті в нашій країні технологічні схеми збирання кукурудзи ґрунтуються на концентрації великої кількості операцій, викликаних необхідністю одночасного збору в процесі збирання двох видів продуктів (качанів і листостеблової маси). Тому вітчизняні кукуруддозбиральні машини мають велику кількість механізмів, що підвищує ймовірність технічних відмов. Ці особливості обмежують можливість різкого підвищення продуктивності при збиранні кукурудзи.

Вирішуючи завдання підвищення надійності кукуруддозбиральних машин, часто розглядають його надійність в цілому, що ускладнює відшукування прихованих резервів в окремих його механізмах. Для забезпечення необхідного рівня надійності всієї збиральної машини необхідне використання додаткових міроприємств у вигляді застосування необхідних технічних та організаційних робіт, ґрунтуючись на відповідних дослідженнях. Пошук технічних рішень, направлених на підвищення якісних показників роботи кукуруддозбиральних машин та збільшення продуктивності в цілому, передбачає встановлення ряду додаткових робочих органів і пристроїв, що інтенсифікують проходження технологічного процесу. При цьому внесені доповнення в конструкції безумовно ускладнюють їх. На привід додаткових елементів витрачається частина потужностей, що збільшує енергоємність процесу, однак і продуктивність збиральних машин дещо збільшується. При цьому принципових успіхів на рівні досягнення компромісу між встановленням додаткових елементів, збільшенням енерговитрат і ускладненням конструкції, що знижує її надійність очікувати не доводиться [4]. За 20 років незалежності України не прийнято на виробництво жодного зразка кукуруддозбирального комбайна або приставки, повністю відсутні будь-які фундаментальні дослідження пов'язані з проблемою надійності даного виду техніки, майже зовсім відсутні нові оригінальні технічні рішення, які стосуються аналізуємого напрямку.

Деякі проблеми визначення функції готовності підсистем зернозбиральної техніки в умовах старіння та розвитку бази технічного обслуговування присвячено дослідження [1], де побудований відповідний граф і стохастична математична модель станів і переходів для систем “машина-технічне обслуговування”. Але в даному дослідженні зовсім не приділено уваги ненавантаженому (холодному) резервуванню з метою забезпечення необхідного рівня надійності існуючого сучасного парку збиральних машин.

**Метою роботи** є проведення теоретичних досліджень, які присвячені комплексній оцінці загального стану і тенденціям змін, направлених на забезпечення надійної роботи кукурудозбиральної техніки.

**Результати досліджень.** На сьогоднішній день в світовій практиці пасивне (холодне) резервування знаходить все більше поширення в забезпеченні необхідного рівня надійності сучасної сільськогосподарської техніки. Воно включає в себе необхідну номенклатуру і кількість деталей в запасні частини, ресурс яких менший за загальний ресурс машин. До цього виду резервування можна також віднести різні види регулювань, що передбачуються в конструкціях машин і обумовлюються внаслідок зношування деталей, вібрації, припрацювань, переточування тощо.

Таким чином, необхідність пасивного резервування продиктована природнім процесом експлуатації і втратою їх роботоздатності внаслідок правлення тих чи інших видів пошкоджень. Однак, відновлення роботоздатності машин залежить не тільки від конструктивно передбаченої їх ремонтпридатності і наявності запасних елементів, а також від технічного оснащення, використання передових методів діагностування, кваліфікації персоналу, бази ремонту і технічного обслуговування. Таким чином, підтримка машин у роботоздатному стані є комплексне завдання, вирішення якого залежить не тільки від конструкцій машин, але також і від стану сфери ремонту і технічного обслуговування. В представленому зв'язку техніки і сфери її обслуговування може розглядатися як єдина система, функціонування якої є необхідною умовою досягнення необхідного рівня роботоздатності кукурудзозбиральної техніки.

В реальній експлуатації машини завжди старіють фізично – це обумовлено процесами зношування, втомленості, корозії, забивання тощо. Проходження цих процесів неминує приводить до зниження рівня роботоздатності, який може бути охарактеризований величиною інтенсивностей відмов. В той же час ремонтно-обслуговуюча база технічного сервісу машин може знаходитись в різних можливих станах від зменшення потенціалу і можливостей (старіння) до розвитку обумовленого впровадженням новітніх технологій і методик технічного обслуговування і ремонту.

Для комплексної оцінки стану і тенденцій змін в загальному рівні забезпечення надійної роботи машин, особливо сезонного призначення, необхідно розглянути цілісну систему "машина – технічне обслуговування" в динаміці зміни їх характеристик. Однією з поширених ситуацій еволюції розвитку представленої системи можуть бути події, коли при загальному природному старінні техніки ремонтна обслуговуюча база залишається на певному досягнутому рівні свого стану. Тоді в умовах наявності пасивних резервувань окремих вузлів і деталей граф станів і переходів такої системи може бути представленим наступною побудовою (рис. 1).

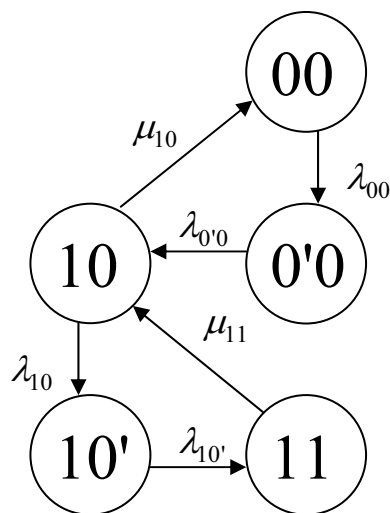


Рисунок 1 - Граф станів і переходів системи при пасивному резервуванні старіючої техніки і незмінному рівні сфери технічного обслуговування

Дана система починає працювати з роботоздатного стану "00", поки основний елемент, який включений в роботу та додатковий (резервний) є справними. В процесі експлуатації навантажений включений елемент може відмовити і тоді елемент переходить в стан "10". Він характеризується тим, що перший (основний) елемент відмовив, а другий (резервний) справний і вся система залишається роботоздатною. Однак такий перехід можливий через проміжний стан "0'0", який штучно вводиться в опис системи, як фіктивний для спрощення вирішення завдання математичної

формалізації роботи системи коли інтенсивності її переходів із стану в стан є величинами змінними [y].

Із стану "10", коли система може працювати тільки на резервному елементі вона перейде в стан повної відмови "11", через другий проміжний стан "10'". В результаті дій по відновленню елементів системи з нероботоздатного стану "11" переходить в роботоздатний "10" при відновленні одного з елементів, або в повністю роботоздатний початковий "00" при відновленні обох елементів (основного і резервного).

На представленому графі стрілками показані можливі переходи, які відбуваються з інтенсивностями  $\lambda_i$  і  $\mu_i$ . Причому  $\lambda_i$  – характеристики є інтенсивностями відмов, а  $\mu_i$  – характеристики інтенсивностями відновлень.

Таким чином система при пасивному резервуванні має два роботоздатних стани "00" і "10" і один нероботоздатний "11", що характеризує її відмову.

Поведінка досліджуємої системи може бути описана аналітично за допомогою відповідної системи диференціальних рівнянь. Невідомими в цих рівняннях є ймовірності знаходження системи в тому чи іншому стані, а переходи із стану в стан відбуваються під дією потоків подій зв'язаних з відмовами і відновленнями елементів. Особливістю даного опису є те, що інтенсивності втрати роботоздатності не є величинами постійними. Вони змінюються в часі або наробітки внаслідок старіння технічної підсистеми. Саме тому для вирішення поставленого завдання вводиться два проміжних фіктивних стани, які дають можливість розглядати потоки подій як проміжні і застосовують для складання і вирішення рівнянь відповідний математичний апарат.

Система рівнянь динамічного балансу ймовірностей (рівнянь Колмогорова), що відповідає системі з пасивним ненавантаженим резервуванням і графу станів і переходів представлено на рис. 1 записується наступним чином:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} P_{00}(t) = -\lambda_{0'0} P_{00}(t) + \mu_{10'} P_{10}(t); \\ \frac{d}{dt} P_{0'0}(t) = +\lambda_{0'0} P_{00}(t) + \mu_{10'} P_{0'0}(t); \\ \frac{d}{dt} P_{10}(t) = +\lambda_{0'0} P_{0'0}(t) + \mu_{11'} P_{11}(t) - \mu_{1'0} P_{10}(t) - \lambda_{1'0} P_{10}(t); \\ \frac{d}{dt} P_{10'}(t) = -\lambda_{10} P_{10}(t) - \lambda_{10'} P_{10'}(t); \\ \frac{d}{dt} P_{11}(t) = -\lambda_{10'} P_{10'}(t) + \mu_{11'} P_{11}(t). \end{cases} \quad (1)$$

Нормованою умовою до представленої системи є рівність:

$$P_{00}(t) + P_{0'0}(t) + P_{10}(t) + P_{10'}(t) + P_{11}(t) = 1. \quad (2)$$

Правомірно допустити, що система починає свою роботу з роботоздатного стану, коли всі елементи справні. Тоді, за початкову умову можна прийняти наступні рівності ймовірності станів:

$$P_{00}(t) = 1; P_{0'0}(t) = 0; P_{10}(t) = 0; P_{10'}(t) = 0; P_{11}(t) = 0. \quad (3)$$

Для спрощення подальшого вирішення системи диференціальних рівнянь представимо її в перетвореннях Лапласа:

$$\begin{cases} S\Phi_{00}(S) = -\lambda_{0'0}\Phi_{00}(S) + \mu_{10'}\Phi_{10}(S) + 1; \\ S\Phi_{0'0}(S) = \lambda_{0'0}\Phi_{00}(S) + \lambda_{0'0}\Phi_{0'0}(S); \\ S\Phi_{10}(S) = \lambda_{0'0}\Phi_{0'0}(S) + \mu_{11'}\Phi_{11}(S) - \mu_{1'0}\Phi_{10}(S) - \lambda_{1'0}\Phi_{10}(S); \\ S\Phi_{10'}(S) = \lambda_{10}\Phi_{10}(S) + \lambda_{10'}\Phi_{10'}(S); \\ S\Phi_{11}(S) = \lambda_{10'}\Phi_{10'}(S) + \mu_{11'}\Phi_{11}(S). \end{cases} \quad (4)$$



Нормуюча умова (2) в перетвореннях Лапласа представляється виразом:

$$\varphi_{00}(S) + \varphi_{0'0}(S) + \varphi_{10}(S) + \varphi_{10'}(S) + \varphi_{11}(S) = \frac{1}{S}, \quad (5)$$

або

$$S\varphi_{00}(S) + S\varphi_{0'0}(S) + S\varphi_{10}(S) + S\varphi_{10'}(S) + S\varphi_{11}(S) = 1. \quad (6)$$

Введемо в третє рівняння системи (4) замість  $S\varphi_{10'}(S)$  його значення з нормованої умови (6). Тоді система рівнянь перетвориться до наступного вигляду:

$$\begin{cases} S\varphi_{00}(S) = -\lambda_{00'}\varphi_{00}(S) + \mu_{10}\varphi_{10}(S) + 1; \\ S\varphi_{0'0}(S) = \lambda_{00'}\varphi_{00}(S) + \lambda_{0'0}\varphi_{0'0}(S); \\ S\varphi_{10}(S) = 1 - S\varphi_{00}(S) - S\varphi_{0'0}(S) - S\varphi_{10'}(S) - S\varphi_{11}(S); \\ S\varphi_{10'}(S) = \lambda_{10'}\varphi_{10}(S) + \lambda_{10'}\varphi_{10'}(S); \\ S\varphi_{11}(S) = \lambda_{10'}\varphi_{10'}(S) + \mu_{11}\varphi_{11}(S). \end{cases}$$

Внаслідок групування членів і перетворень система рівнянь набуває вигляду:

$$\begin{cases} (S + \lambda_{00})\varphi_{00}(S) - \mu_{10}\varphi_{10}(S) = 1; \\ (S + \lambda_{0'0})\varphi_{0'0}(S) - \lambda_{00'}\varphi_{00}(S) = 0; \\ S\varphi_{10}(S) + S\varphi_{00}(S) + S\varphi_{0'0}(S) + S\varphi_{10'}(S) + S\varphi_{11}(S) = 1; \\ (S + \lambda_{10'})\varphi_{10'}(S) - \lambda_{10'}\varphi_{10}(S) = 0; \\ (S + \mu_{11})\varphi_{11}(S) - \lambda_{10'}\varphi_{10'}(S) = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Завданням даного дослідження є встановлення невідомих, якими є ймовірності характеристик станів системи. Через їх визначення відкривається можливість виявлення основних показників надійності і зміни їх в процесі експлуатації технічних систем, якими є кукурудзозбиральні комбайни.

Згідно правила Крамера ймовірності станів для розглядуємих систем можуть бути визначені як відношення:

$$\varphi(S)_i = \frac{\Delta_i}{\Delta}, \quad (8)$$

де  $\Delta_i$  – визначник (детермінант) системи рівнянь (7) для її невідомої;

$\Delta$  – визначник системи рівнянь (7).

Таким чином, на початку дослідження доцільно встановити знаменник виразу (8).

Розширеним визначником отриманої системи рівнянь (7) є:

$$\Delta = \begin{vmatrix} S + \lambda_{00} & 0 & -\mu_{10} & 0 & 0 \\ -\lambda_{00} & S + \lambda_{0'0} & 0 & 0 & 0 \\ S & S & S & S & S \\ 0 & 0 & -\lambda_{10} & S + \lambda_{00'} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\lambda_{10'} & S + \mu_{11} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} 1 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}. \quad (9)$$

Після перетворень та переходу до третього рангу скорочено можна записати:

$$\begin{aligned} \Delta^{(1)} &= (S + \lambda_{00'})\Delta^{(1,1)} \\ \Delta^{(3)} &= -\lambda_{00}\Delta^{(3,1)} - (S + \lambda_{0'0})\Delta^{(3,2)} \end{aligned}$$

Отримані матриці третього рангу  $\Delta^{(1,1)}$  і  $\Delta^{(3,2)}$  допускають вирішення згідно правила Саррюса маємо:

$$\Delta^{(1,1)} = \begin{vmatrix} S & S & S \\ -\lambda_{10} & S + \lambda_{10'} & 0 \\ 0 & -\lambda_{10'} & S + \mu_{11} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} S & S \\ -\lambda_{10} & S + \lambda_{10'} \\ 0 & -\lambda_{10'} \end{vmatrix} = S(S + \lambda_{10'})(S + \mu_{11}) +$$

$$+ S(-\lambda_{10})(-\lambda_{10'}) - (S + \mu_{11})(-\lambda_{10})S = S(S + \lambda_{10'})(S + \mu_{11}) + S\lambda_{10}\lambda_{10'} + (S + \mu_{11})\lambda_{10}S$$

Таким чином, усі компоненти, що задають матрицю  $\Delta$  визначені. Підставляючи складові та виконуючи перетворення скорочено можна записати:

$$\Delta = aS^5 + bS^4 + cS^3 + dS^2 + eS. \quad (10)$$

Подальші зворотні перетворення Лапласа передбачають розкладення багаточлену (10) на множники. Для виконання цієї операції перепишемо (10) у вигляді рівняння п'ятого ступеня:

$$aS^5 + bS^4 + cS^3 + dS^2 + eS = 0, \quad (10^a)$$

$$S(aS^4 + bS^3 + cS^2 + dS + e) = 0.$$

Отримане рівняння розпадається на два. Корінь перший з них дорівнює  $S_1 = 0$ . Для знаходження інших коренів необхідно вирішити рівняння четвертого ступеня:

$$aS^4 + bS^3 + cS^2 + dS + e = 0. \quad (11)$$

Воно допускає аналітичне розв'язання відносно невідомої  $S$ . Згідно (11) корені співпадають з коренями  $2^x$  квадратних рівнянь виду:

$$S^2 + (b + A)\frac{S}{2} + \left(y + \frac{by - d}{A}\right) = 0, \quad (12)$$

де  $A = \pm\sqrt{8y + b^2 - 4c}$ ;

$y$  – будь-який дійсний корінь додаткового кубічного рівняння.

$$8y^3 - 4cy^2 + (2bd - 8e)y + e(4c - b^2) - d^2 = 0. \quad (13)$$

Вирішуючи дане рівняння, після перетворень, отримаємо:

$$\Delta = (S - S_1)(S - S_2)(S - S_3)(S - S_4)(S - S_5)$$

Аналізуючи отриманий результат, виходячи з зворотних підстановок  $\alpha, \beta \rightarrow a, b, c, z, d, e \rightarrow \mu_{ij}\lambda_{ij}$ , можна стверджувати, що значення коренів визначаються величини інтенсивності відмов і відновлень  $(\lambda, \mu)$ . При цьому коефіцієнт  $(b)$  вміщує  $\lambda$  і  $\mu$  в першому ступені,  $(c)$  – в другому, а  $(d)$  – в третьому. Тобто порядок значення коефіцієнтів у рішеннях рівнянь  $S_i$  слід вважати близьким до порядку величин  $\lambda, \mu$  – характеристик. Це важливий результат для визначення можливостей спрощення виразів без суттєвої втрати точності отримуваних результатів в практиці аналізу надійності розглядуваних пасивно резервуємих систем.

Однак слід зауважити, що крім роботоздатного стану "00" в розглядуємії системі з пасивним не навантаженим резервуванням є ще один роботоздатний стан "10". Він відповідає ситуації, коли перший робочий елемент системи відмовив, а другий вступив замість нього в роботу і в цілому система продовжує експлуатуватися. Це потребує відповідних врахувань при визначенні загальних комплексних показників надійності. Тому, для їх визначення необхідно розглянути і другий роботоздатний стан "10" системи.

Враховуючи, що роботоздатними станами є два стани розглядуємої системи "00" і "10", які і визначають готовність її до роботи в загальному функція готовності дорівнює сумі ймовірностей знаходження системи в цих станах. Тоді можна записати:

$$K_r(t) = P_{00}(t) + P_{10}(t). \quad (14)$$

На підставі (14) функція готовності  $K_r(t)$  представляється сумою

$$K_T(t) = \exp(-S_4 t) \left( D_{00} + D_{10} + \exp(-S_5 t)(E_{00} + E_{10}) - \frac{1}{S_4 S_5} \left[ L - \frac{2}{3} (\lambda_{00'} \lambda_{10'} + \lambda_{00} \mu_{11} + \lambda_{00'} \lambda_{10'}) \right] \right). \quad (15)$$

Таким чином отримана функція готовності пасивно резервуваних систем в умовах старіння механічних систем кукурудзозбиральних машин. Фізично вона відображує динаміку зміни ймовірності безвідмовної роботи системи при поступовому накопиченні пошкоджень.

**Висновок.** В результаті проведених теоретичних досліджень отримана функція готовності систем з ненавантаженим пасивним резервуванням в умовах старіння механічних систем кукурудзозбиральних машин, що, в свою чергу, дає можливість оцінити з позиції надійності складну ситуацію, яка склалася останнім часом при експлуатації кукурудзозбиральної техніки, а також вирішити важливе першочергове завдання з прогнозування надійної, безвідмовної роботи старіючої техніки під час проведення збиральних робіт.

## Список літератури

1. Бойко А.І. Дослідження функції готовності механічних систем при накопичуванні пошкоджень / А.І. Бойко, К.М. Думенко // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій: збірник наукових праць ДНУ. – Дніпропетровськ : Наука і освіта, 2010. — Вип.14. — С. 72-78.
2. Погорілий Л.В. Зернозбиральна техніка: проблеми, альтернативи, прогноз / Л.В. Погорілий, С.М. Коваль // Техніка АПК. — 2003. — № 7. — С.4-7.
3. Ушаков И.А. Курс теории надежности систем / И.А. Ушаков. — М.: Дрофа, 2008. — 239 с.
4. Некипоренко В.И. Структурный анализ систем (эффективность и надежность) / В.И. Некипоренко. — М. : Советское радио, 1977. — 214 с.
5. Войтюк В. Вплив строків експлуатації на модель зміни працездатності зернозбиральних комбайнів / В. Войтюк, А. Демко, С. Демко // Техніка АПК. — 2005. — № 8. — С. 14-18.
6. Статистичний щорічник України за 2010 рік. Державний комітет статистики України / За ред. О.Г. Осауленка. — К.: Видавництво «Консультант», 2011. — 585 с.
7. Тихоненко О.В. Забезпеченість сільського господарства зернозбиральною технікою як запорука ефективності зернового господарства / О. В. Тихоненко // Економіка АПК. — 2008. — № 7. - С. 36-41.

*А. Бойко, А. Бондаренко*

**Исследование надежности кукурузоуборочных машин при их старении, неизменной базе технического обслуживания и использовании пассивного резервирования**

Приведены результаты теоретических исследований для комплексной оценки общего состояния и тенденций изменений надежной работы кукурузоуборочных машин. Построена стохастическая модель состояний и переходов подсистем при пассивном резервировании.

*А. Boyko, O. Bondarenko*

**Research reliability machines is for collection corn at their senescence, unchanging base technical service and use passive reserving**

The results of theoretical researches are resulted for the complex estimation of the common state and tendencies of changes of reliable work of machines for collection of corn. The stochastic model of the states and transitions of subsystems is built at the passive reserving.

Одержано 16.09.11

УДК 631.173

**М.В. Молодик, чл.-кор. НААНУ, проф., д-р техн. наук, М.О. Василенко, канд. техн. наук, Ю.І. Лисіков, ст. наук. співр., О.М. Іванов, наук. співр.**

*Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства», смт. Глеваха*

## Перспективні напрями підвищення довговічності пар тертя сільськогосподарської техніки

Викладені результати експериментальних досліджень порівняльної зносостійкості і припрацювання пар тертя при використанні фосфатних покриттів і додаткового їх просочування в розчинах, що містять наночастинки. Розглянуто питання підвищення ресурсу трибоспрями за рахунок покращення умов тертя.

**пари тертя, фосфатне покриття, наночастки, трибоспрями**

**Проблема.** Ефективність сільськогосподарської техніки оцінюється надійністю та економічністю. Для забезпечення надійності насамперед необхідно забезпечити безвідмовну роботу вузлів, агрегатів і спрями робочих поверхонь деталей. Кожну машину можна розглядати як сукупність трибосистем, а безвідмовна її робота залежить насамперед від їх надійності. Найбільш розповсюдженим в механіці є процес тертя твердих тіл в умовах граничного мащення. В якості мастильних матеріалів найбільш поширені вуглеводневі консистенції та рідини. Вважається також, що за умов неможливості проникнення їх в зону фрикційної взаємодії, функцію мащення виконує довкілля (повітря, гази та ін.). Тому в сучасному тракторному і сільськогосподарському машинобудуванні приділяється велика увага удосконаленню конструкції трибосистем і пошуку оптимальних умов їх роботи.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Робота трибосистем розглядається як фрикційна взаємодія, яка оцінюється кінематикою тертя, навантаженням фрикційного контакту та властивостями контактуючих поверхонь.

Для зменшення втрат на тертя здійснюються заходи конструкторського характеру: підбір форми, розмірів і матеріалів деталей пар тертя і технологічного характеру: удосконалення властивостей робочих поверхонь, забезпечення оптимальних умов мащення. При цьому змінюються деякі параметри: конструктивні (шорсткість, точність обробки), фізичні (щільність, міцність, твердість), хімічні (абсорбція, в'язкість, адгезія).

На збільшення ресурсу трибосистем великий вплив мають умови мащення, властивості мастильного матеріалу, способу його подачі в зону фрикційної взаємодії, умов навантаження контактуючих поверхонь, робочої температури. Також для цього на робочі поверхні деталей наносять покриття, різновидом яких є конверсійні покриття. Конверсійні покриття – це перетворений шар на робочій поверхні, який складається з кристалів фосфатів металів, з'єднаних з решіткою металу деталі[1].

Такі покриття мають ряд позитивних властивостей (рис.1).

Приведені властивості позитивно впливають на роботу трибосистем. Адгезія такого покриття з основним металом досить значна, тому що решітки металу основи і кристалів фосфатів мають спільний атом кисню. Міцність конверсійного шару менше основи, за рахунок чого досягається прискорене припрацювання[1].

Під час фрикційної взаємодії кристали фосфатів руйнуються і заповнюють об'єми (порожнечі) між нерівностями обробленої поверхні. Цим досягається

збільшення площі контактуючих поверхонь, покращується антифрикційність, а самі частинки кристалів виконують функцію твердого мащення [2].

В зону тертя вводять наночастинки Cu, Mo, C, B у вигляді ремонтно-відновлювальних композицій, абсолютна більшість котрих виготовлена з використанням вуглецевих складових - фулеренів. Фулерени це гігантські молекули вуглецю, в основному  $C_{60}$  і  $C_{72}$ , які мають кулевидну форму, високу адгезію та спорідненість з металами, в тому числі і з кольоровими.

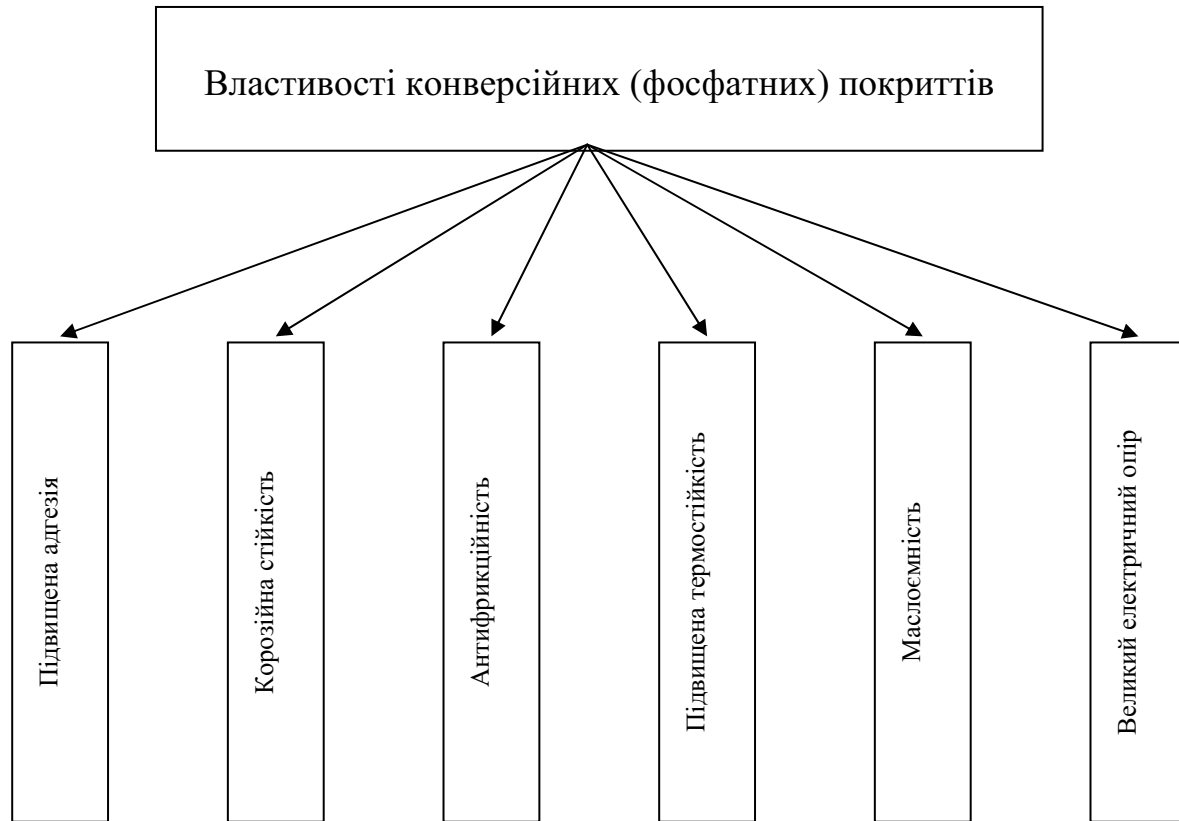


Рисунок 1 – Властивості фосфатних покриттів

**Мета роботи.** Підвищення довговічності вузлів тертя сільськогосподарських машин за рахунок використання ремонтно-відновлювальних композицій.

**Результати досліджень.** В ННЦ «ІМЕСГ» проведені дослідження щодо впливу фосфатів і конверсійних покриттів на зносостійкість поверхонь тертя і покращення їх припрацювання.

В процесі досліджень нами використовувались такі властивості фосфатного шару як висока адгезія і достатньо велика кількість пустот між кристалами фосфатів, які прогнозувалося заповнити наночастинками. При цьому проводилося додаткове просочування покриттів вуглеводневими мастильними матеріалами з вмістом наночастинок.

Просочування здійснювалося розчиненими добавками, а також сухим натиранням. Дослідження проводилися з використанням каніфолі, технічного парафіну та «алюмінієвої пудри» ( $Al_2O_3$ ) з розмірами частинок від 6 до 100 нм.

Для нанесення покриттів готувалися такі розчини:

- масло  $M10G_{2к} + 4\%C_{19}H_{29}COOH$  (каніфоль);
- технічний парафін в рідкому стані при температурі  $85^\circ C$ ;
- масло  $M10G_{2к} + 5,5\%Al_2O_3$ ;
- масло  $M10G_{2к} + 5\%«Нанопротек»$ ;
- сухий порошок  $Al_2O_3$ .

Нанесення покриттів здійснювалося на зразки із сталі Ст. 3 після шліфування ( $R_a=0,5$ ). Фосфатні покриття наносилися на зразки із розчину фосфатуючого концентрату ФК-16 при температурі  $80^{\circ}\text{C}$  [3]. Після нанесеного фосфатного шару зразки ретельно промивалися у гарячій воді при температурі  $75\pm 5^{\circ}\text{C}$  і в холодній воді при температурі  $15\pm 5^{\circ}\text{C}$  впродовж 15-20 хв. Після їх висушування у сушильній шафі при температурі  $120\pm 10^{\circ}\text{C}$  впродовж 15 хв. зразки просочувались, також впродовж 15 хв., в таких розчинах (табл. 2).

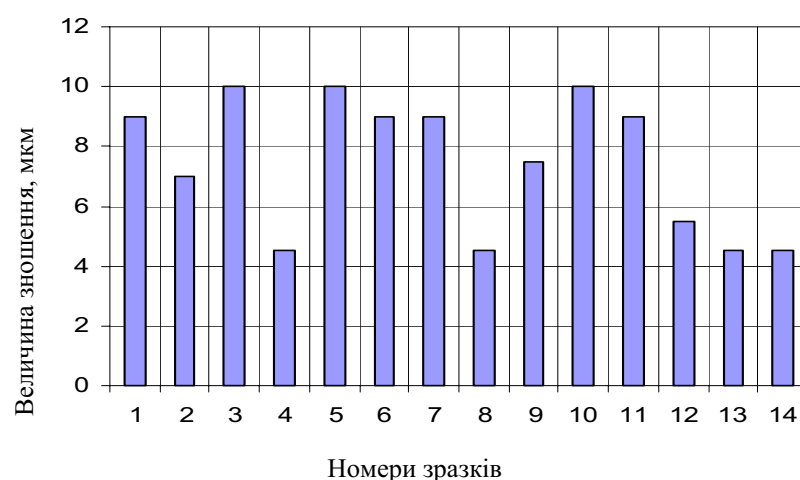
Таблиця 1 – Склад розчинів та температура просочування

Номер розчину	Склад розчину	Робоча температура, $^{\circ}\text{C}$
1	$\text{M10Г}_{2\text{K}}$	135
2	$\text{M10Г}_{2\text{K}} + 5,5\% \text{Al}_2\text{O}_3$	135
3	$\text{M10Г}_{2\text{K}} + 4\% \text{C}_{19}\text{H}_{29}\text{COOH}$	125
4	$\text{M10Г}_{2\text{K}} + 5\% \text{«Нанопротек»}$	90
5	Парафін технічний ( $\text{C}_n\text{H}_{2n+2}$ )	90

Після просочування зразки підвішувались для видалення рештків розчину самопливом. Нанесення сухої суміші  $\text{Al}_2\text{O}_3$  також проводилось на висушену і нагріту поверхню, рештки видалялися протиранням поверхні.

Моніторинг зносостійкості поверхонь зразків проводили на розробленому та виготовленому нами пристрої. Пристрій складається з платформи на якій обертається сталевий диск (контртіло), та навантажувального важеля. Привод пристрою здійснюється від шпинделя свердлильного верстату. Зразок закріплювався на навантажувальному важелі та притискувався до обертального диску. Зношення відбувалось за схемою «площина по площині» при терті ковзання.

Проведені нами в 2007-2009 роках порівняльні випробування сталевих зразків з такими покриттями показали покращення припрацювання (скорочується час припрацювання в 3-6 разів) та підвищення зносостійкості в 1,2-1,4 рази.



1, 3, 5, 7, 9, 11 і 13 - зразки з нанесеним фосфатним шаром;  
 2, 4, 6, 8, 10, 12 і 14- зразки з нанесеним фосфатним шаром і  
 просочені моторним мастилом  $\text{M10Г}_{2\text{K}}$ .

Рисунок 2 – Гістограма величини зношення нанесеного шару після випробувань на тертя, впродовж 60 хв., при навантаженні 40 кПа

Порівняння слідів і величин зношення поверхонь свідчить про зменшення величин зношень на поверхнях, які піддані просочуванню моторним мастилом М10Г<sub>2к</sub>, якщо розглядати зразки 1, 3, 7, 11 і 13 порівняно із зразками 2, 4, 8, 12 і 14 [4].

В працюючій трибосистемі безперервно відбуваються фізичні і хімічні процеси. Наприклад руйнування поверхневої плівки розглядається як відпадання мілких частинок кристалів фосфатів (руйнування від втоми) та попадання їх у трибоплазму. Такі частинки мають нанорозміри.

З досліджень властивостей наночастинок встановлено, що при їх зменшенні до розмірів менш 10 нм, їх міцність збільшується в десятки разів, температура плавлення зменшується, в деяких випадках на сотні градусів. Змінюються і ще деякі властивості, закономірності яких ще не встановлені. Наприклад, дослідженнями вчених встановлено, що фулереносілікатні нанорозмірні суміші при введенні в зону тертя трибосистем сприятливо впливають на роботу пари тертя[5]. На цій властивості створено значну кількість ремонтно-відновлювальних композицій, більшість з яких використовують як добавки в мастильні матеріали, а введення їх в зону фрикційного контакту здійснюється за існуючими системами мащення.

Величина зношень в процесі досліджень встановлювалась в залежності від тривалості випробувань. Обробка результатів величин зношення при навантаженні 80кПа та трьох швидкостях взаємного тертя (2,5м/с, 3,5м/с, 4,5м/с) свідчить, що зношення, при даних режимах, описується логарифмічною функцією:

$$Y = a \ln(x) + b,$$

де  $Y$  – величина зношення, мкм;

$X$  – час випробування, хв.;

$a, b$  – коефіцієнти.

Залежності величини зношень від тривалості випробувань показані на рисунку 3.

Всі добавки позитивно вплинули на роботу трибосистем «зразок - обертовий диск» (площина по площині). Впродовж перших 60 хв. випробувань (припрацювання) величина зношень спостерігалась в межах від 8 до 20 мкм. Впродовж наступних 60 хв. інтенсивність зношення знизилась (закінчилось припрацювання) і становила від 1 до 3 мкм. За наступні ще 60 хв. величина зношення спостерігалась в межах 1-2 мкм.

При порівнянні і оцінюванні припрацювання нанесеного шару різниця величини зношень зразків складала десятки долі мікрон і фактично знаходилась в межах нанорозмірів.

На припрацьованих поверхнях спостерігалася наявність світлих і темних смуг, напрямком яких співпадає з напрямком тертя (обертання контртіла), рис.4.

Ні на одному зразку не має порушень поверхневої плівки. Навпаки, спостерігається суцільна глянцева поверхня (ефект дзеркала контакту). При спостереженні через оптичну систему металографічного мікроскопу ММР-2Р чітко спостерігається наявність суцільної, прозорої плівки (ефект утворення плівки з більш м'якого матеріалу). При цьому на світлих смугах, слідах зношення поверхні металу, також має місце так званий «намазаний» шар. Він являє собою шар твердого змащування на контактуючих поверхнях, його товщина знаходиться в межах від 20 до 200нм. Він також являє собою контактну поверхню тертя при заданих параметрах трибосистеми.

Слід відзначити, що наявність такої плівки збільшує строк служби трибоспрямлення ще тим, що захищає контактуючі поверхні з самого першого моменту фрикційного контакту трибосистеми, коли існуюча система мащення ще не забезпечила подачу мастильного матеріалу, наприклад після зупинки агрегата.

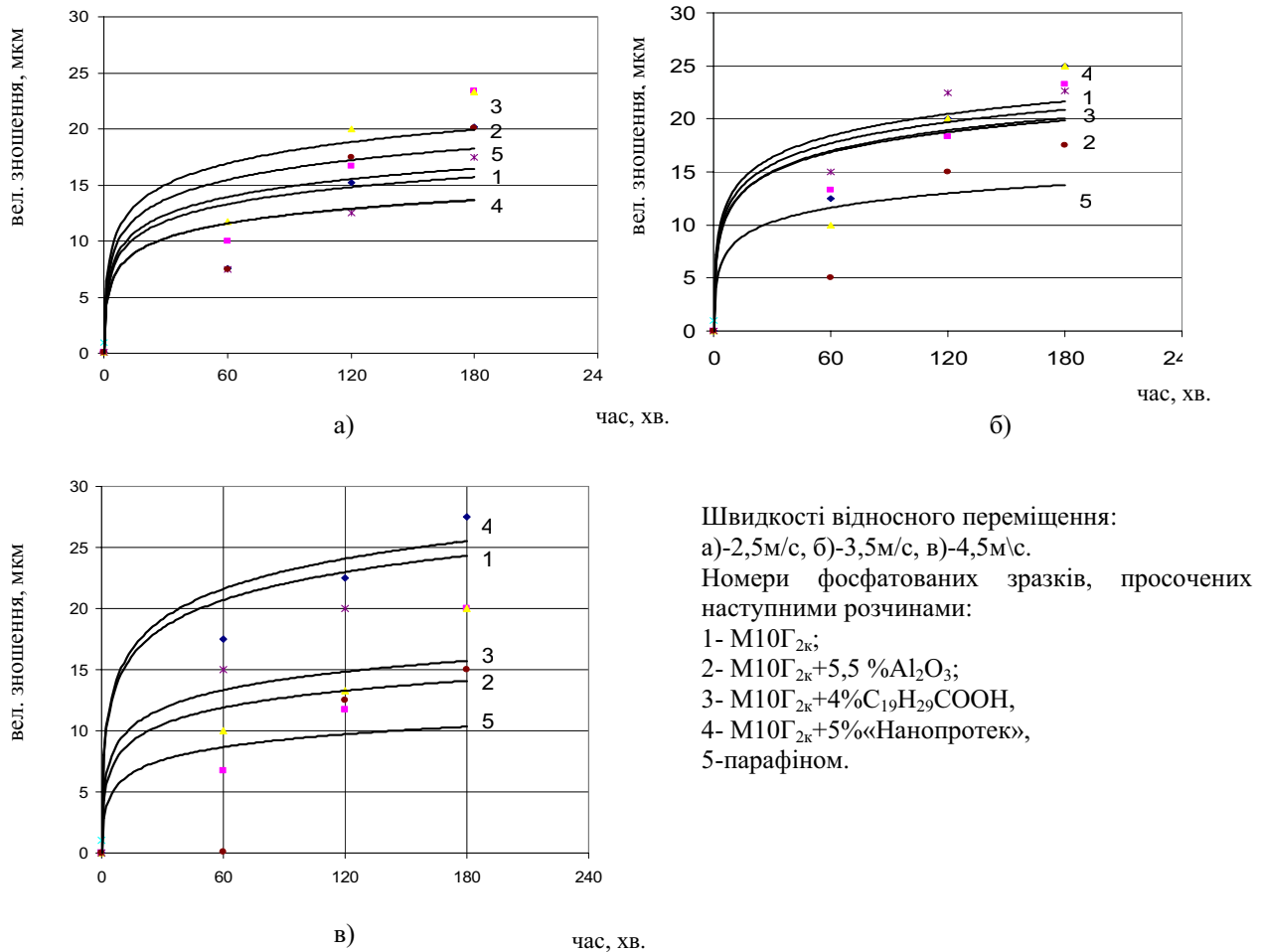


Рисунок 3 – Залежності величини зношень зразків від тривалості випробувань. Навантаження 80 кПа



Рисунок 4 – Зовнішній вигляд зразків після випробувань протягом 180 хвилин

Аналіз зношень свідчить, що при малих швидкостях випробувань (<2,5м/с) найкращу зносостійкість показали поверхні зразків, які містять добавку композиції «Нанопротек» для трансмісій.



Достатньо високу зносостійкість при швидкостях взаємного тертя більше 3м/с мають поверхні зразків, які просочені парафіном.

#### **Висновки:**

1. Додаткове просочування фосфатних конверсійних покриттів мастильними матеріалами з добавкою парафіну, канифолі, алюмінієвої пудри забезпечує підвищення антифрикційності поверхневих шарів вузлів тертя. Продукти зношення конверсійних шарів мають нанорозміри, залишаються в складі трибоплазми (змащувального середовища) і сприяють підвищенню зносостійкості контактуючих поверхонь.

2. Просочування конверсійних шарів розчинами з вмістом нанорозмірних частинок зменшує тривалість припрацювання контактуючих поверхонь в 3-6 разів і підвищує їх зносостійкість в 1,2 -1,4 рази, особливо в умовах граничного мащення.

#### **Список літератури**

1. Хаин И.И. Теория и практика фосфатирования металлов / И.И. Хаин. – Л.: Химия, 1973. – 312 с.
2. Д.Н. Триботехника. Износ и безизносность / Д.Н. Гаркунов. – М.: МСХА. – 600 с.
3. Молодик М.В. Доцільність та перспектива використання хіміко-термічних методів нанесення покриттів / М.В. Молодик, М.О. Василенко, Ю.І. Лисіков // Механізація та електрифікація сільського господарства. – 2007 р. – Вип. 91. – С. 86-91.
4. Молодик М.В. Підвищення довговічності рухомих спряжень сільськогосподарських машин нанесенням конверсійних покриттів / М.В. Молодик, М.О. Василенко, Ю.І. Лисіков // Механізація та електрифікація сільського господарства. – 2008 р. – Вип. 92. – С. 405-411.
5. Балабанов В.И. Нанотехнологии. Наука будущего / В.И. Балабанов. – М.: Эксмо, 2009. – 248 с.

*М. Молодык, М. Василенко, Ю. Лысиков, О. Иванов*

#### **Перспективные направления повышения долговечности пар трения сельскохозяйственной техники**

Изложены результаты исследования износостойкости поверхности фосфатированных стальных образцов, пропитанных растворами содержащими наночастицы. Установлено, что такие покрытые рабочие поверхности позволяют улучшить прирабатываемость и повысить ресурс пар трения за счёт повышения антифрикционности.

*М. Molodyk, M. Vasilenko, U. Lysikov, O. Ivanov*

#### **Promising directions of raising resources of friction pairs of agricultural machinery**

Given are the results of studies into surface wear proof of phosphatired steel specimens impregnated with solutions containing nanoparticles. It is elucidated that such covered working surfaces allow to improve running-in and raise resources of friction pairs at the expense of decrease in friction.

Одержано 25.08.11

УДК 629.631.554

А.І.Бойко, проф., д-р техн. наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

## Використання принципу інваріантності при вирішенні проблем підвищення надійності сільськогосподарської техніки

Розглянуто можливість ефективного застосування принципу інваріантності у вирішенні проблем підвищення довговічності відповідальних деталей машин.

**інваріантність, надійність техніки, зовнішнє тертя, індукція**

Принцип інваріантності, відомий з теорії автоматичного регулювання як можливість стабілізації вихідних параметрів при зміні входних, знайшов своє практичне втілення в різних видах пристроїв [1, 2].

Можливості принципу можуть бути застосовані, а в деяких випадках уже ефективно використовуються, в умовах взаємодії деталей машин з зовнішнім змінним середовищем. При цьому необхідним додатковим впливом повинна бути дія компенсуючих факторів, що сприяють стабілізації вихідних параметрів функціонування самих деталей [3].

Приведене ствердження насамперед відноситься до деталей машин, що працюють в умовах зовнішнього тертя з сировиною, що переробляється. До таких деталей в повній мірі відносяться робочі органи машин. Однак, принцип інваріантності стає можливим в реалізації до них у випадку введення компенсуючої дії керуючих факторів у вигляді зміни впливу параметрів контактної взаємодії, або властивостей матеріалу (матеріалів), з яких виготовляються деталі. На рис.1 показано місце і роль впливу кожного з факторів на прикладі ріжучого робочого органу.

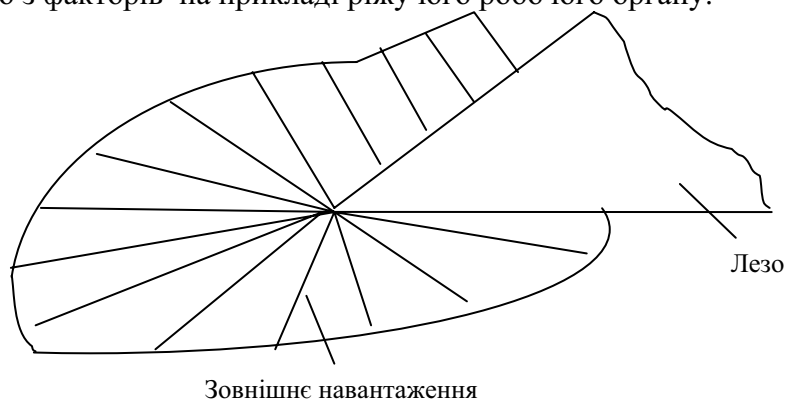


Рисунок 1 – Схема контактної взаємодії леза при різанні

Таким чином, принцип інваріантності може бути одним з ефективних способів в підвищенні довговічності найбільш відповідальних деталей машин. Однак, як показує практика, йому ще недостатньо приділяється увага. в тому числі і провідними інститутами в області механізації сільськогосподарського виробництва.

Сутність принципу полягає в тому, що небажаний вплив зовнішнього

середовища у вигляді фактора, що обумовлює зношування і зміну форми деталі, компенсується додатковою дією з боку самої деталі у вигляді зміни властивостей матеріалу, технологій або схем нанесення зміцнюючих покриттів. Управляючі дії зміцнення направлені на компенсацію небажаних змін геометричних параметрів з метою зберігання роботоздатного стану деталі.

Структурно таку систему автоматичного регулювання можна представити у вигляді слідкуючої блок-схеми (рис.2).

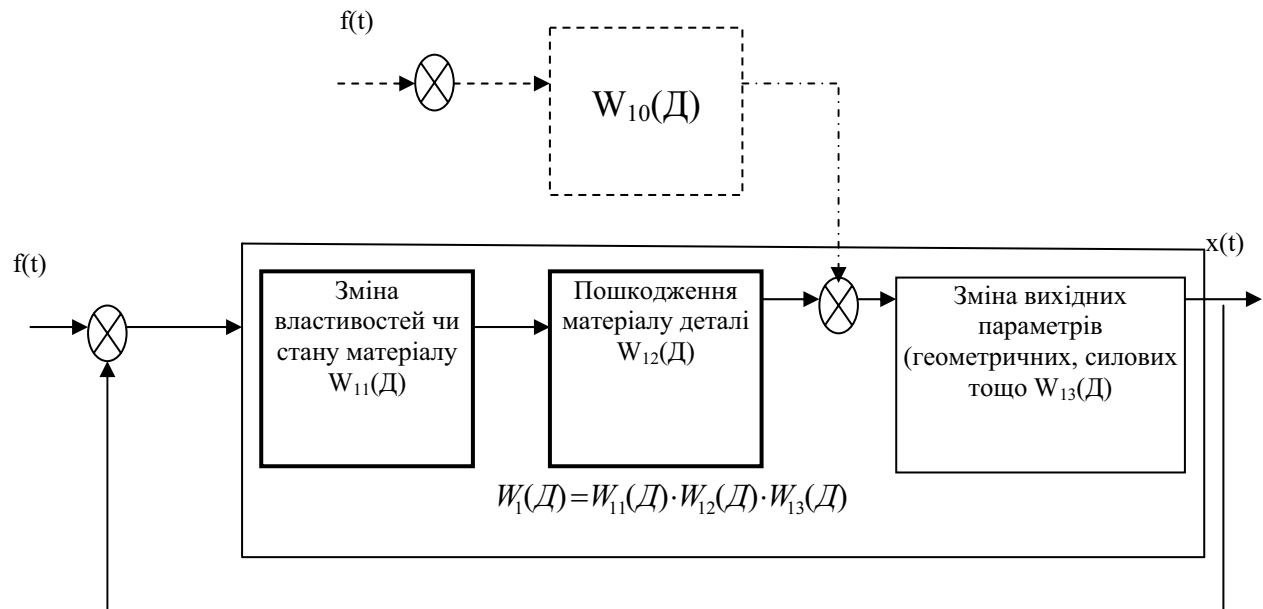


Рисунок 2 – Блок-схема автоматичного регулювання при досягненні інваріантності

Нижня частина блок-схеми (показано суцільною лінією) відповідає звичайному зношуванню деталі, коли збурююча дія на вході від зовнішніх факторів  $f(t)$  викликає відповідні зміни в геометричних і масових параметрах на виході деталі чи вузла  $x(t)$ . Тобто існує деякий функціональний зв'язок між входом і виходом системи

$$f(t) = F[x(t)].$$

Задача реалізації інваріантності як раз і полягає в тому, щоб виключити такий зв'язок. Для цього необхідно ввести деяку керуючу дію на основі впливу зовнішніх факторів зношування, яка б привела до повної або часткової стабілізації вихідного параметру  $x(t)$ . З цією метою в систему вводиться додатковий компенсуючий фактор (рис.2. показано пунктиром), що має передаточну функцію  $W_{10}(D)$ .

На практиці для робочих органів машин він може бути представлений у вигляді нанесення додаткового зміцнюючого шару з раціонально вибраним матеріалом і схемою нанесення локального покриття.

Умова абсолютної інваріантності виконується, якщо вихідний параметр буде незмінним. Тобто

$$W_1(D) + W_{10}(D) = 0.$$

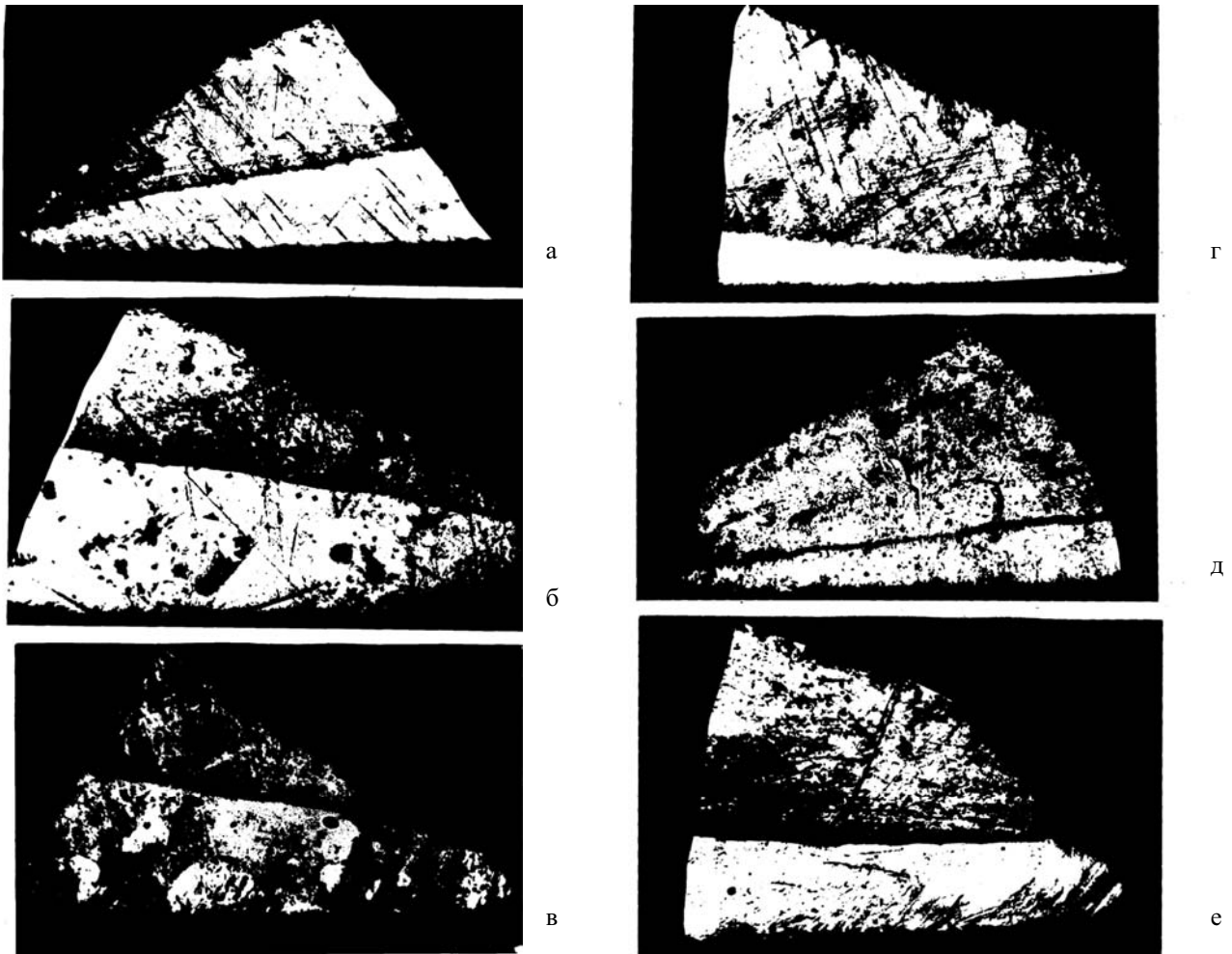
Предметно до ріжучого елементу це стає можливим коли швидкість (інтенсивність) зношування заточної фаски дорівнює швидкості (інтенсивності) зношування ріжучої кромки.

$$W_\phi = W_{p.k.}$$

Тоді на виході системи маємо  $x(t) = const$ .

Реалізація принципу інваріантності відкриває можливість суттєво знизити, попередити і даже ліквідувати формування поступових відмов. Однак, практичне

здійснення цих умов достатньо складне і неоднозначне для вирішень завдання. В результаті виникають різні погляди на можливість принципового досягнення таких явищ як самозагострення лез та інше [4]. Але даже в таких випадках справедливо ставити питання про виконання умов компенсації зовнішніх збурень з тою чи іншою досяжністю при допустимій величині відхилень  $\varepsilon \geq 0$ . На практиці це означає отримання слідуєчих різновидів лез при стабілізації їх профілей (рис.3) [5].



а – двошарова сталь Ст.3+Х6Ф1; б, в-сталь 45+ ПГ-ХМ80СР2; г - двошарова сталь Ст.3+Х6Ф1 (тонкий зміцнюючий шар); д - сталь 45+ ПГ-ХН80СР2 (тонкий зміцнюючий шар); е- сталь 45 +ПС14-80

Рисунок 3 – Профілі ріжучої частини зміцнених лез

Перших два приклади (рис.3 а,б) демонструють рівномірне зношування частин леза з мінімальною зміною початкової геометрії. Тобто в даних випадках очевидна реалізація принципу інваріантності на високому рівні стабілізації профілей ( $\varepsilon \approx 0$ ).

Коли зношування ріжучої кромки менше зношування фаски (рис.3 в) утворюється тонкий виступаючий шар зносостійкого матеріалу, який сприяє процесу різання, але може відколюватися і затуплювати леза.

Приклади (рис.3 г, д, е) показують форми профілей у випадку, коли зношування ріжучої кромки відбувається швидше зношування фаски. Це може бути з різних причин: недостатня товщина зносостійкого шару (г,д) або недостатня його зносостійкість (е).

Іншим прикладом управління зношуванням деталей за рахунок раціонального вибору матеріалу і схеми нанесення локального зміцнення можуть бути молотки

кормодробарок (рис.4) [6]. Точкове зміцнення дуговим наплавлення (ТДН) порошковим дротом ПП АН-170 дозволило отримати профілі роботоздатні на протязі тривалого часу експлуатації.

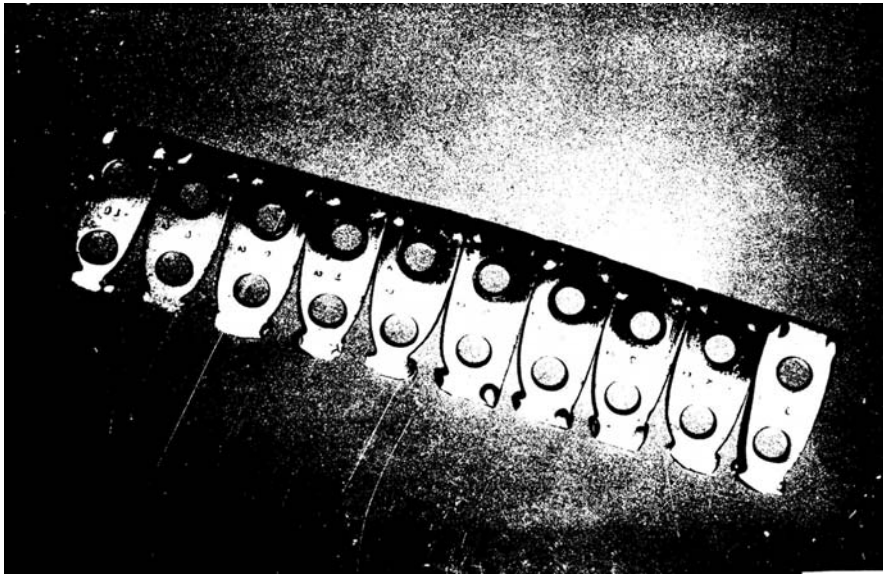


Рисунок 4 Формування зубчатих профілей молотків кормодробарок

Пилкоподібна форма леміша при самозагостренні в місцях зміцнення досягнуто при точковій дуговій наплавці (рис.5)

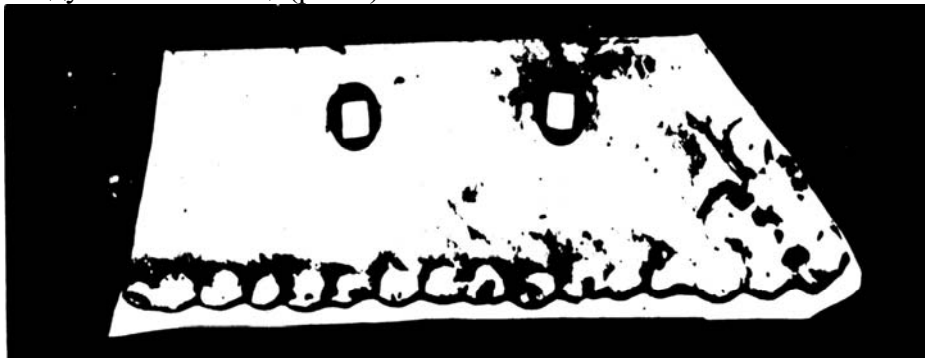


Рисунок 5 -Леміш зміцнений ТДН

Керуєме зношування наральників в декілька разів підвищило їх довговічність при формуванні профілю з виступаючими зубами (рис.6) [8], що знизило енергоємність процесу руйнування ґрунту.



Рисунок 6 - Зміцнений наральник зубчатої форми

В умовах інтенсивного абразивного зношування лап культиваторів спеціалістами Кіровоградського національного технічного університету (КНТУ) запропоновано оригінальне рішення управління їх формою при зношуванні шляхом нанесення зносостійкої наплавки змінного складу (рис.7) [8]. В даному випадку додатковий керуючий фактор реалізовано через зміну властивостей матеріалу наплавки.

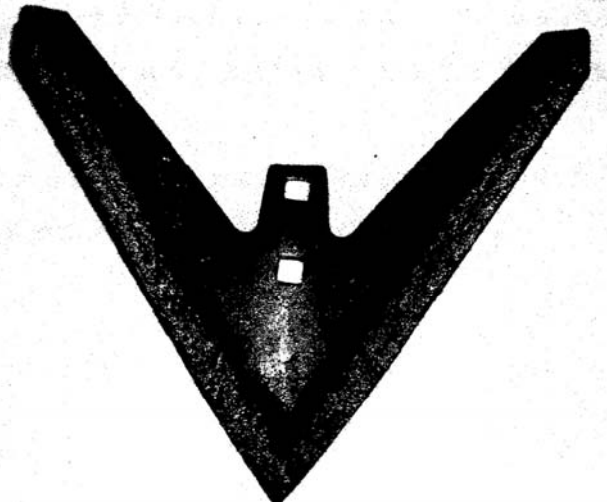


Рисунок 7 – Лапа культиватора з індукційною наплавкою матеріалом змінної зносостійкості

Варіюванням товщиною наплавленого шару регулюється зношення для досягнення зубчастої форми леза при його спрацюванні у дискових копачів коренезбиральної машини (рис.8).

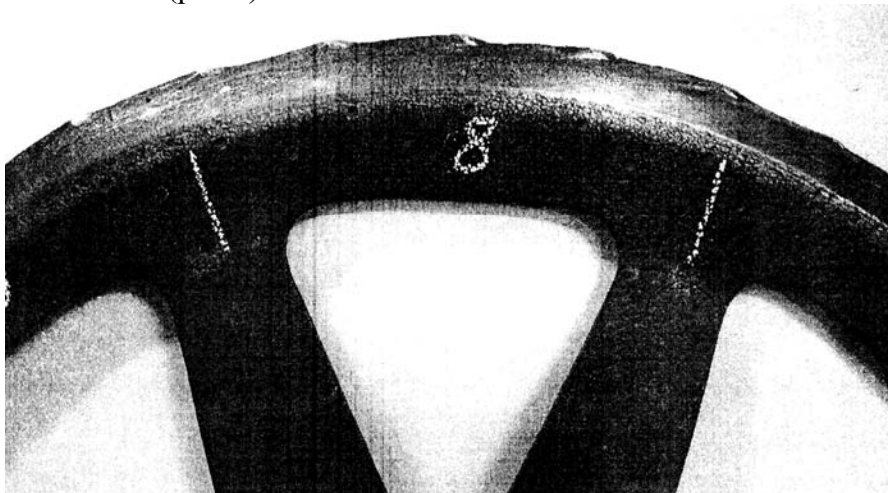


Рисунок 8 – Сектор дискового копача зубчатого профілю

Приведені приклади показують, що застосування при зміцненні деталей принципу інваріантності дозволяє якщо не ліквідувати вплив поступових відмов, то, в крайньому разі, суттєво зменшить його наслідки, підвищуючи довговічність деталей в декілька разів.

Досягнення повної або часткової інваріантності при допустимих для практики експлуатації параметрах робочих органів приводить при стабілізації геометрії до форм природного зношування деталей, що представляє собою найсуттєвіше досягнення в забезпеченні їх довговічності. Без перебільшень можна стверджувати, що на сьогодні це є не тільки ефективний але і найбільш перспективний шлях в підвищенні довговічності відповідальних деталей. В подальшому він потребує розвитку на основі проведення додаткових теоретичних і експериментальних досліджень.

## Список літератури

1. Кулебакин В.С. Теория инвариантности автоматически регулируемых и управляемых систем. Труды 1 конгресса ИФАК., М., АН СССР, 1960.
2. Теория инвариантности и ее применение а автоматических устройствах. Тр.совещ., Киев, 1958, АН УССР, ОТН М.,ВВИА им.Н.Е. Жуковского , 1959.
3. Нечипоренко В.И. Структурный анализ и методы построения надежных систем. Из-во «Советское радио», М.,1986.
4. 4Ткачев В.П. Износ и повышение долговечности деталей сельскохозяйственных машин., М., Машиностроение, 1971.
5. Бойко А.І., Новицький А.В., Савченко В.М. До питання дослідження динаміки зношування зміцнених молотків кормодробарок. Вісник ХДУСГ. вип..4. Харків. 2005, С.339-343.
6. Бойко А.І., Балабуха А.В. Упрочнение лезвий как метод управления геометрической формой при изнашивании. Вестник ХГТУ СХ. вип. 4. Харьков.2000, С.49-56.
7. Бойко А.І., Харьковський І.С. Обґрунтування параметрів зміцнених наральникових сошників. Зб. праць ЛНАУ № 31/43, Луганськ, 2006.
8. Саинсус А.Д. Повышение долговечности лап культиваторов композиционными покрытиями переменного состава. Автореферат к.т.н. КНТУ, Кіровоград, 2008, с.19.
9. Близнюк О.В. Обґрунтування методу підвищення працездатності та параметрів дисків викопуючого пристрою коренезбиральної машини. Автореферат к.т.н. ХНТУСГ. Харків.- 2007, С.20

*А.Бойко*

### **Использование принципа инвариантности при решении проблем повышения надежности сельскохозяйственной техники**

Рассмотрена возможность эффективного применения принципа инвариантности при решении проблем повышения долговечности соответствующих деталей машин.

*A. Boyko*

### **Using of principle of invariance for the decision of problems of increase of reliability of agricultural technique**

Possibility of effective application of principle of invariance is considered at the decision of problems of increase of longevity of the proper details of machines.

Одержано 20.09.11

УДК 631.362

**В.П. Ольшанський, проф., д-р фіз.-мат. наук, С.В. Ольшанський, інж.***Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка*

## Спрощений розрахунок коливань зернової суміші, які спричинені нерівномірним обертанням циліндричного решета

Розглянуто усталені коливання швидкості обертального руху кільцевих шарів вібророзрідженої зернової суміші, які виникають за періодичної зміни кутової швидкості обертання циліндричного віброрешета навколо вертикальної вісі. Завдяки спрощенню диференціального рівняння руху, зміна колової швидкості за часом і за радіальною координатою описана за допомогою елементарних функцій.

**коливання, зернова суміш, вібророзрідження, циліндричне решето, нерівномірне обертання**

Постановка проблеми. Використовуючи вібрації, інтенсифікують сегрегацію зернових сумішей при їх решітному сепаруванні. Для вибору раціональних значень амплітуд і частот коливань віброрешіт потрібно знати закономірності розповсюдження вібраційних полів в рухомих сипких матеріалах. Тому моделювання коливань в шарі рухомої зернової суміші, представляє науково-прикладний інтерес. Враховуючи аналогію в русі в'язкої рідини та сипкого середовища в умовах вібрацій, для описання поля швидкостей у вібророзрідженій зерновій суміші, часто використовують рівняння течії в'язкої рідини. Але розв'язок граничних задач гідродинаміки приводить до складних математичних моделей, у зв'язку з чим набуває актуальності побудова високоточних наближених розв'язків, адаптованих для інженерних розрахунків.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Математичне моделювання гармонічних коливань зернової суміші на плоскому віброрешеті, як шару в'язкої рідини, проводилось в [1]. Значно менше публікацій пов'язано з дослідженням коливань зернової суміші в циліндричному решеті. Серед них відзначимо [2,3], де визначалася залежність поздовжньої проекції швидкості потоку від часу при вібраціях, спрямованих по вісі вертикального решета. Розв'язок граничної задачі представлено в функціях Кельвіна. Вібраційне поле в кільцевому шарі зернової суміші, яке виникає при нерівномірному обертанні решета з гармонічними пульсаціями кутової швидкості, досліджено в [4]. Коливання колової швидкості в суміші описано за допомогою циліндричних функцій комплексного аргументу. Для проведення розрахунків рекомендовано використовувати асимптотику функцій Бесселя великого аргументу. До більш ранніх робіт, в яких розглянуто вплив нерівномірності обертання решета на сегрегацію та просіювання проходової фракції через решето, відносяться [5,6]. На відміну від названих публікацій, тут ставиться задача розробки спрощеної моделі коливань колової швидкості в суміші, яка базується на тому, що товщина кільцевого шару мала у порівнянні з радіусом решета.

Метою роботи є уведення та апробація розрахунками формул, які описують коливання колової швидкості в суміші, спричинені гармонічними пульсаціями швидкості обертання циліндричного решета навколо вертикальної вісі.

Основна частина роботи. При розробці математичних моделей дотримуємося розрахункової схеми, яка представлена на рис.1.



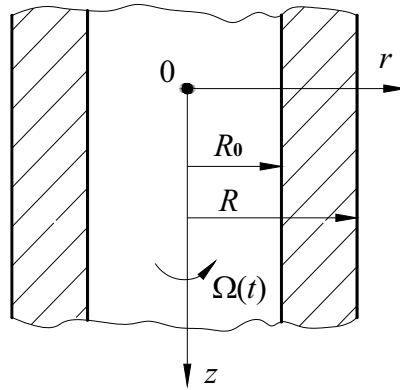


Рисунок 1 – Розрахункова схема

Через  $r$  позначено радіальну координату, зміна якої відбувається на інтервалі  $r \in [R_0; R]$ , де  $R_0$  – внутрішній радіус кільцевого шару суміші;  $R$  – радіус решета. Використовуючи ці радіуси, легко обчислити товщину кільцевого шару:  $h = R - R_0$ .

Зміну кутової швидкості обертання решета описуємо виразом

$$\Omega(t) = \omega_1 + A \cos(\omega t),$$

в якому  $\omega_1$  – стала складова;  $A, \omega$  – відповідно амплітуда та частота коливань  $\Omega(t)$ ;  $t$  – час.

Згідно [4], колову швидкість  $u_\varphi(r, t)$  в усталеному режимі руху визначаємо по формулі

$$u_\varphi(r, t) = \omega_1 r + \operatorname{Re}(w(r)e^{i\omega t}), \quad (1)$$

де  $i = \sqrt{-1}$ ;  $w(r)$  – комплексна функція дійсного аргументу, яка є розв'язком крайової задачі:

$$\frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{dw}{dr} - \left( \frac{i\omega}{v} + \frac{1}{r^2} \right) w = 0, \quad (2)$$

$$\operatorname{Re} w(R) = R \cdot A;$$

$$\operatorname{Im} w(R) = \frac{d}{dz} \operatorname{Im} \left( \frac{w}{r} \right) \bigg|_{r=R_0} = \frac{d}{dr} \operatorname{Re} \left( \frac{w}{r} \right) \bigg|_{r=R_0} = 0. \quad (3)$$

У рівнянні (2)  $v$  – ефективна кінематична вібров'язкість зернової суміші. Вона залежить від механіко-технологічних характеристик суміші та параметрів вібрацій решета [7].

У реальних умовах роботи сепараторів  $h \ll R$ , тому  $r^{-1}$  змінюється на короткому проміжку. Наприклад, коли  $h = 0,01$  м,  $R = 0,3075$  м, то  $1/r \in [3,252; 3,361]$ .

З невеликою похибкою можна прийняти  $1/r \approx \frac{2}{R_0 + R} = 3,306$ . Доданок  $1/r^2$  в (2) має

дещо більшу зміну, але вона мала порівняно з  $\omega/v$ . Тому з метою спрощення розрахунків далі замість (2) будемо розв'язувати рівняння зі сталими коефіцієнтами

$$\frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{1}{r_*} \frac{dw}{dr} - \left( \frac{i\omega}{v} + \frac{1}{r_*^2} \right) w = 0, \quad (4)$$

в якому  $r_* = 0,5(R_0 + R)$ .

Характеристичне рівняння

$$K^2 + \frac{1}{r_*} K - \frac{i\omega}{v} - \frac{1}{r_*^2} = 0,$$

що відповідає (4), має комплексні корені:

$$K_1 = \alpha_1 + i\beta_1, \quad K_2 = \alpha_2 - i\beta,$$

$$\text{де} \quad \alpha_{1,2} = -\frac{1}{2r_*} \pm \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\frac{25}{16r_*^4} + \frac{\omega^2}{v^2} + \frac{5}{4r_*^2}}; \quad \beta = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\frac{25}{16r_*^4} + \frac{\omega^2}{v^2} - \frac{5}{4r_*^2}}.$$

Загальний розв'язок (4)

$$w(r) = (c_1 + ic_2) \exp[(\alpha_1 + i\beta)\xi] + (c_3 + ic_4) \exp[(\alpha_2 - i\beta)\xi], \quad (5)$$

записаний відносно допоміжної змінної  $\xi = r - R_0$ , містить чотири дійсні сталі:  $c_1, c_2, c_3, c_4$ . Їх визначаємо за допомогою граничних умов (3). Підстановка (5) в (3) приводить до системи рівнянь:

$$\begin{aligned} \exp[(\alpha_1 - \alpha_2)h] \cdot [c_1 \cos(\beta h) - c_2 \sin(\beta h)] + c_3 \cos(\beta h) + c_4 \sin(\beta h) &= RA \exp(-\alpha_2 h); \\ \exp[(\alpha_1 - \alpha_2)h] \cdot [c_1 \sin(\beta h) + c_2 \cos(\beta h)] - c_3 \sin(\beta h) + c_4 \cos(\beta h) &= 0; \\ c_1(R_0\alpha_1 - 1) - c_2R_0\beta + c_3(R_0\alpha_2 - 1) + c_4R_0\beta &= 0; \\ c_1R_0\beta + c_2(R_0\alpha_1 - 1) - c_3R_0\beta + c_4(R_0\alpha_2 - 1) &= 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Розв'язавши систему (6), знаходимо константи:

$$\begin{aligned} c_1 &= \frac{RAa_1}{a_1^2 + a_2^2} \cdot \exp(-\alpha_2 h); & c_2 &= \frac{RAa_1}{a_1^2 + a_2^2} \cdot \exp(-\alpha_2 h); \\ c_3 &= \delta_1 c_1 + \delta_2 c_2; & c_4 &= -\delta_2 c_1 + \delta_1 c_2. \\ a_1 &= \{\exp[(\alpha_1 - \alpha_2)h] + \delta_1\} \cos(\beta h) - \delta_2 \sin(\beta h); \\ a_2 &= \{\delta_1 - \exp[(\alpha_1 - \alpha_2)h]\} \sin(\beta h) + \delta_2 \cos(\beta h); \\ \delta_1 &= \frac{(\sigma - \alpha_1) \cdot (\alpha_2 - \sigma) + \beta^2}{(\alpha_2 - \sigma)^2 + \beta^2}; & \delta_2 &= \frac{\beta \cdot (\alpha_1 + \alpha_2 - 2\sigma)}{(\alpha_2 - \sigma)^2 + \beta^2}; \quad \sigma = \frac{1}{R_0}. \end{aligned}$$

Використовуючи значення  $c_j$ ,  $j = \overline{1;4}$ , а також (1) і (5), отримуємо формулу колової швидкості руху шару:

$$u_\varphi(r, t) = \omega_1 r + B_1(\xi) \cos(\omega t) - B_2(\xi) \sin(\omega t). \quad (7)$$

В ній

$$\begin{aligned} B_1(\xi) &= \exp(\alpha_1 \xi) [c_1 \cos(\beta \xi) - c_2 \sin(\beta \xi)] + \exp(\alpha_2 \xi) [c_3 \cos(\beta \xi) + c_4 \sin(\beta \xi)]; \\ B_2(\xi) &= \exp(\alpha_1 \xi) [c_1 \sin(\beta \xi) + c_2 \cos(\beta \xi)] + \exp(\alpha_2 \xi) [c_4 \cos(\beta \xi) - c_3 \sin(\beta \xi)]. \end{aligned}$$

Якщо в роботі [4] множники  $B_1(\xi)$  і  $B_2(\xi)$  виражали за допомогою функцій Кельвіна, то тут, в результаті «заморожування» змінних коефіцієнтів рівняння руху, ці множники вдалося виразити в елементарних функціях. Щоб переконатися в прийнятній точності отриманого спрощеного розв'язку проведемо порівняння числових результатів, до яких приводять точний та наближений розв'язки.

Для проведення розрахунків беремо наступні вихідні дані [4]:  $\rho = 750 \text{ кг/м}^3$ ;  $h = 0,01 \text{ м}$ ;  $A = 1,2 \text{ с}^{-1}$ ;  $\omega_1 = 11,77 \text{ с}^{-1}$ ;  $\rho v = 0,66 \text{ Па}\cdot\text{с}$ ;  $R = 0,3075 \text{ м}$ . Розраховані по (7) значення  $u_\varphi(r, t)$  записано в таблиці 1 і 2.

Таблиця 1 – Значення  $u_{\varphi}(\xi, t)$  за  $\omega = 2\omega_1$

$\frac{\omega t}{\pi}$	$u_{\varphi}(\xi, t)$ , м/с			$\frac{\omega t}{\pi}$	$u_{\varphi}(\xi, t)$ , м/с		
	$\xi = 0,25h$	$\xi = 0,5h$	$\xi = h$		$\xi = 0,25h$	$\xi = 0,5h$	$\xi = h$
0,0	3,67	3,75	3,99	1,0	3,39	3,37	3,25
0,1	3,73	3,80	3,97	1,1	3,34	3,32	3,27
0,2	3,76	3,82	3,92	1,2	3,30	3,30	3,32
0,3	3,78	3,81	3,84	1,3	3,28	3,31	3,40
0,4	3,77	3,78	3,73	1,4	3,29	3,34	3,51
0,5	3,74	3,73	3,62	1,5	3,33	3,39	3,62
0,6	3,68	3,67	3,51	1,6	3,38	3,46	3,73
0,7	3,62	3,59	3,40	1,7	3,45	3,53	3,84
0,8	3,54	3,51	3,32	1,8	3,52	3,61	3,92
0,9	3,46	3,43	3,27	1,9	3,60	3,69	3,97

Швидкості в таблиці 2 відповідають більш високій частоті коливань решета.

Таблиця 2 – Значення  $u_{\varphi}(\xi, t)$  за  $\omega = 4\omega_1$

$\frac{\omega t}{\pi}$	$u_{\varphi}(\xi, t)$ , м/с			$\frac{\omega t}{\pi}$	$u_{\varphi}(\xi, t)$ , м/с		
	$\xi = 0,25h$	$\xi = 0,5h$	$\xi = h$		$\xi = 0,25h$	$\xi = 0,5h$	$\xi = h$
0,0	3,55	3,65	3,99	1,0	3,51	3,47	3,25
0,1	3,59	3,69	3,97	1,1	3,47	3,43	3,27
0,2	3,63	3,72	3,92	1,2	3,43	3,40	3,32
0,3	3,66	3,73	3,84	1,3	3,40	3,39	3,40
0,4	3,68	3,73	3,73	1,4	3,38	3,39	3,51
0,5	3,68	3,71	3,62	1,5	3,38	3,41	3,62
0,6	3,67	3,67	3,51	1,6	3,39	3,45	3,73
0,7	3,64	3,62	3,40	1,7	3,42	3,50	3,84
0,8	3,61	3,57	3,32	1,8	3,46	3,55	3,92
0,9	3,56	3,52	3,27	1,9	3,50	3,60	3,97

Для порівняння на рис. 2 і 3 нанесено графіки зміни  $u_{\varphi}(r, t)$  в часі, розраховані за допомогою отриманого в [4] аналітичного розв'язку рівняння (2) в функціях Кельвіна.

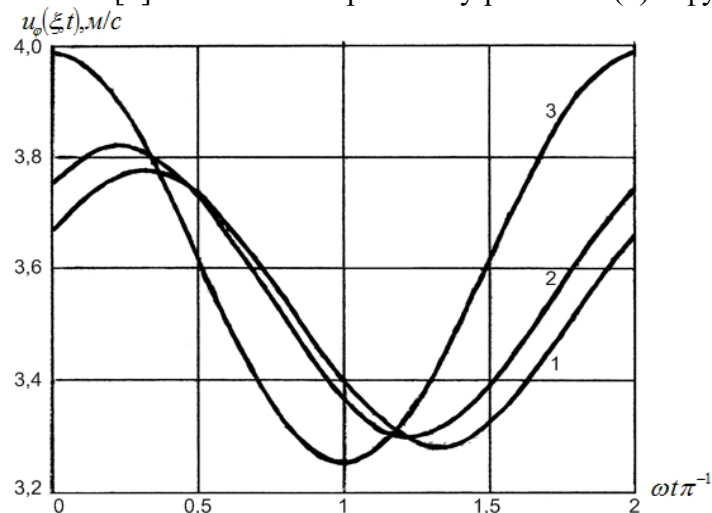


Рисунок 2 – Залежності колової швидкості від часу для різних  $\xi$ :

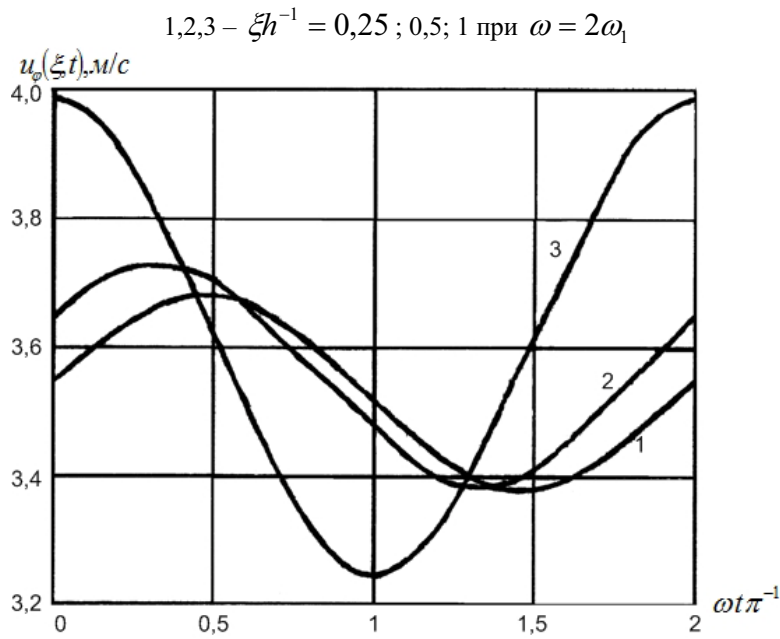


Рисунок 3 – Залежності колової швидкості від часу для різних  $\xi$ :

$$1,2,3 - \xi h^{-1} = 0,25 ; 0,5 ; 1 \text{ при } \omega = 4\omega_1$$

Співставлення результатів, отриманих двома способами, приводять до висновку, що наближені значення швидкості в таблицях досить близькі до точних значень її на відповідних графіках, тобто спрощений метод не дає великих похибок розрахунку.

Висновок про затухання коливань з віддаленням від поверхні віброрешета вглиб шару дозволяють зробити графіки на рис.4, які розраховано по формулі (7) для трьох товщин  $h$  за  $\omega = 2\omega_1$ .

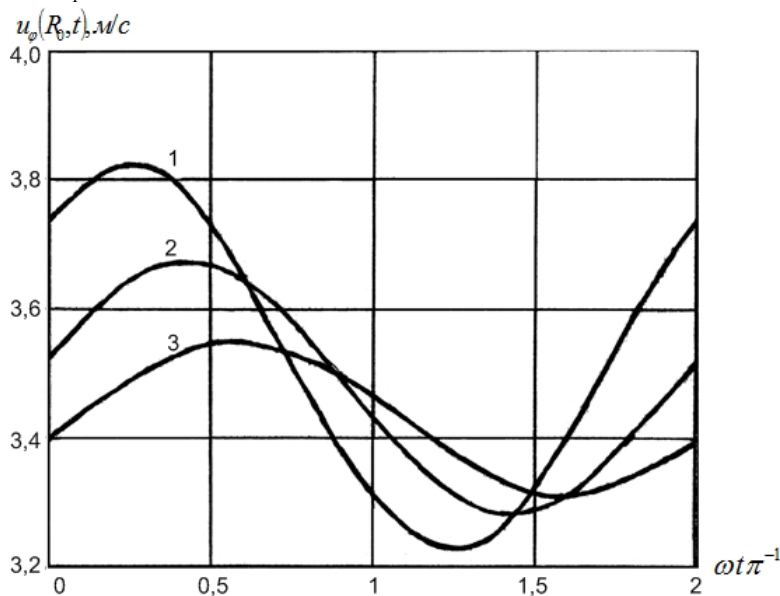


Рисунок 4 – Графіки коливань  $u_\varphi(R_0, t)$  за різних  $h$ :

$$1,2,3 - h = 0,008 ; 0,012 ; 0,016 \text{ м}$$

Зі збільшенням  $h$  суттєво зменшується амплітуда коливань колової швидкості на вільній поверхні кільцевого шару зернової суміші.

Затухання коливань посилюється зі збільшенням їх частоти. Це підтверджується графіками на рис. 5, розрахованими для попередніх вихідних даних по (7) за  $h = 0,009$  м і двох значеннях  $\omega$ .

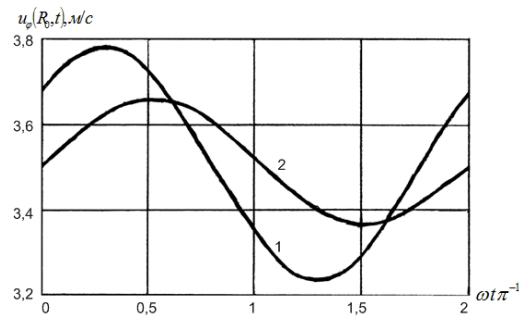


Рисунок 5 – Графіки коливань  $u_{\varphi}(R_0, t)$  за різних  $\omega$ : 1, 2 –  $\omega = 2\omega_1$ ;  $5\omega_1$

Амплітуда коливань колової швидкості за  $\omega = 5\omega_1$  суттєво менша, ніж при  $\omega = 2\omega_1$ .

Таким чином, викладена спрощена теорія дозволяє проводити розрахунок коливань колової швидкості в кільцевому шарі псевдорозрідженої зернової суміші без обчислення значень спеціальних функцій.

## Список літератури

1. Тищенко Л.Н. Виброрешетная сепарация зерновых смесей / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский. – Харків: Міськдрук, 2011. – 280 с.
2. Ольшанский В.П. Колебания скорости потока сепарируемой зерновой смеси на цилиндрическом виброрешете / В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский // Динаміка і міцність машин: Вісник НТУ «ХП». – Харків: НТУ, 2010. – Вип. 69. – С. 100-108.
3. Тищенко Л.Н. Кинетика сепарируемых зерновых смесей в вертикальных цилиндрических виброрешетах / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский // Вібрації в техніці та технологіях. – 2011. – № 1(61). – С. 177-181.
4. Ольшанский В.П. Колебания зерновой смеси во вращающемся цилиндрическом решете, с периодическим изменением угловой скорости / В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский // Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні: Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2010. – Вип. 106. – С. 169-175.
5. Бок Н.Б. Интенсификация сепарирования зерна цилиндрическими решетками / Н.Б. Бок, Г.П. Кузьмин // Земледельческая механика: сб. науч. тр. – М., 1968. – Т. 109. – С. 24-27.
6. Шуляков А.Г. Некоторые вопросы просеивающей способности цилиндрического решета, совершающего круговые колебания в плоскости своего вращения / А.Г. Шуляков // Труды ЧИМЭСХ. – Челябинск, 1972. – Вып. 69. – С. 75-80.
7. Тищенко Л.Н. Сравнение двух способов определения коэффициента вибровязкости псевдооживленной зерновой смеси при виброцентробежном сепарировании / Л.Н. Тищенко, Ф.М. Абдуева, В.П. Ольшанский // Вібрації в техніці та технологіях. – 2008. – № 1(50). – С. 96-100.

*В. Ольшанский, С. Ольшанский*

**Упрощенный расчет колебаний зерновой смеси, вызванных неравномерным вращением цилиндрического решета**

Рассмотрены установившиеся колебания скорости вращательного движения кольцевых слоев виброоживленной зерновой смеси, возникающие при периодическом изменении угловой скорости вращения цилиндрического виброрешета вокруг вертикальной оси. Благодаря упрощению дифференциального уравнения движения, изменения окружной скорости по времени и по радиальной координате описано с помощью элементарных функций.

*V. Olshanskii, S. Olshanskii*

**Simplified calculation of fluctuations of grain mix, caused by uneven rotating cylindrical sieve**

We consider the usual fluctuations of velocity rotation of circular layers vibroliquefaction grain mixture arising from the periodic change of angular velocity of rotation around of the vertical cylinder vibrosieve axis. By simplifying the differential equations of motion, angular velocity changes in time and radial coordinate described by using elementary functions.

Одержано 04.07.11

УДК 677.31-056.4

**І.А. Шевченко, член-кор. НААНУ, д-р техн. наук, В.В. Лиходід, інж.***Інститут механізації тваринництва Національної академії аграрних наук України, Запоріжжя*

## Результати дослідження процесу двоступінчастого віджимання вологонасиченої вовни

Наведено результати експериментальних досліджень процесу двоступінчастого віджимання вологонасиченої вовни та відображено оптимальне поєднання факторів, які здебільшого впливають на реалізацію процесу. Отримано математичну модель другого порядку, яка адекватно описує процес двоступінчастого віджимання вологонасиченої вовни. Визначено оптимальне значення параметрів процесу двоступінчастого віджимання вологонасиченої грубої вовни при різних заданих зусиллях стиску за ступенями віджимання. Ці результати досліджень є основою для удосконалення робочих органів існуючих конструкцій віджимних валкових пристроїв при віджиманні вологонасиченої вовни без переущільнення.

**вовна, вологе оброблення, процес двоступінчастого віджимання, зусилля стиску, ступінь видалення вологи, дослідження**

Процес віджимання вологонасиченої вовни є предметом дослідження багатьох учених [1-4]. Практичне значення цих досліджень пов'язано з поглибленням уяви про протікання технологічного процесу віджимання вовни, прогнозуванням і оцінкою експлуатаційних характеристик готової продукції. Деякі результати досліджень процесу віджимання вовни вже знайшли своє застосування при розробленні та створенні віджимних валкових пристроїв у складі ліній первинної обробки вовни. Незважаючи на проведені дослідження, наукові знання в цій області ще недостатні та потребують розширення й узагальнення деяких положень.

Глибоко досліджували процес віджимання вологонасиченої вовни такі відомі вчені як В.Я. Крючков (1970), Г.К. Кузнєцов (1960–1994), В.А. Кузнєцов (1984–1987), С.А. Полумисков (1980–1997), Ю.Г. Фомін (1991–2004) та інші дослідники. За їх теоретичними розробками створено сучасні різноманітні конструкції віджимних валкових пристроїв. Але на сьогодні найменш дослідженим є процес видалення вологи з вологонасиченої вовни, особливо грубої, без переущільнення в процесі стиску.

Створені конструкції віджимних пристроїв неповністю відповідають вимогам свого функціонального призначення. Основними їх недоліками є: або надмірний залишок вологи у вовні після віджимання — через недостатнє її віджимання, або значне переущільнення вовни — через надмірний її стиск у процесі віджимання. Ці чинники обумовлюють потребу в удосконаленні робочих органів існуючих конструкцій віджимних валкових пристроїв.

Матеріалом дослідження була груба овеча вовна романівської породи овець (табл. 1).

Таблиця 1 – Характеристика досліджуваного матеріалу

№ зп	Назва	Вологість, %	Забрудненість, %		Вовняний жир, %	Вихід чистої вовни, %
			рослинні відходи	бруд		
1	Вовна груба (вихідна)	13,69	6,25	13,02	4,46	86,31
2	Вовна груба (після тріпання)	13,66	3,66	7,61	3,38	86,34
3	Вовна груба (вологонасичена)	88,13	3,34	6,52	2,38	11,87

Для проведення експерименту нами було обрано оптимальний план Бокса другого порядку для трьох факторів, який містить 14 дослідів і дає в якості математичної моделі поліном другого порядку [5]. У ньому фактори отримали таку градацію: діаметр циліндра –  $X_1$ ; маса зразка вовни -  $X_2$  і зусилля стиску –  $X_3$ . Рівні й інтервали варіювання факторів при дослідженні процесу двоступінчастого віджимання вологої вовни наведено в табл. 2.

Таблиця 2 – Рівні й інтервали варіювання факторів

Фактор	Код	Рівні варіювання			Інтервал варіювання
		-1	0	+1	
Діаметр циліндра (d), мм	$X_1$	50	100	150	50
Маса зразка вовни (m), г	$X_2$	10	20	30	10
Зусилля стиску (P), кН	$X_3$	0,6	1,2	1,8	0,6

Прилади і спецобладнання, використані при проведенні експериментальних досліджень, представлені на рис. 1.



а) вологомір Ultra-X 70



б) динамометр зразковий переносний ДОСМ-3-0,2

Рисунок 1 – Прилади і спецобладнання, використані при проведенні експериментальних досліджень

Аналіз отриманих даних виконано методом математичної статистики та графо-аналітичних методів з використанням програмного забезпечення для обробки й аналізу статистичних даних.

Для дослідження процесу двоступінчастого віджимання вологонасиченої вовни прийнята узагальнена модель процесу (рис. 2), розроблена конструктивно-технологічна схема (рис. 3) та створено експериментальні зразки спеціального устаткування (рис. 4).

Експериментальні дослідження проведено в секторі агрохімічних аналізів ІМТ НААН (вересень 2010 р.) при вологому обробленні та віджиманні в два етапи 75 кг вологонасиченої грубої вовни згідно з розробленою програмою та методикою досліджень.

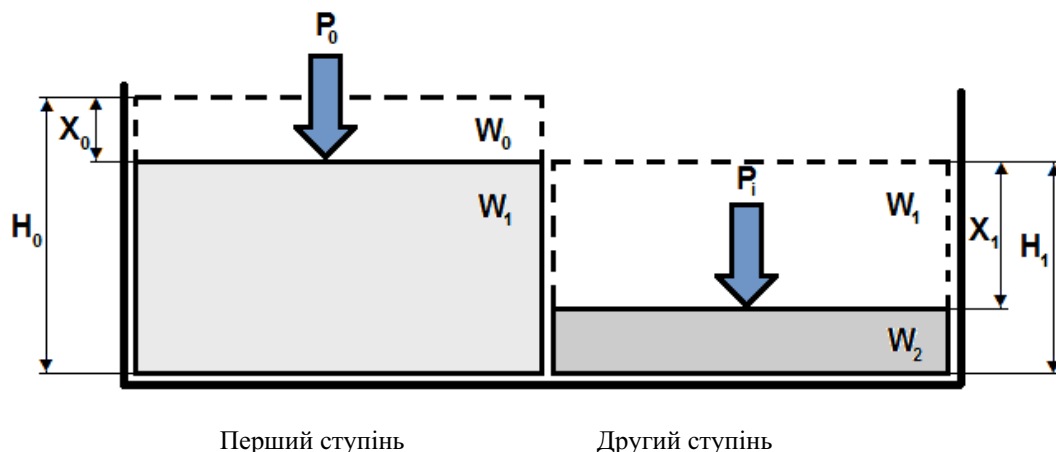
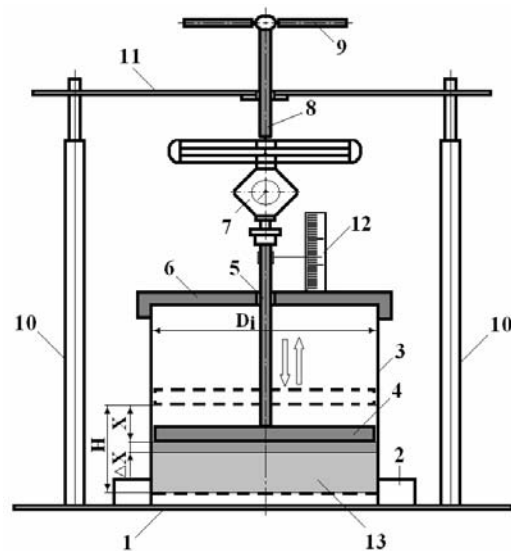


Рисунок 2 – Узагальнена модель процесу двоступінчастого віджимання вологонасиченої вовни



1 – основа; 2 – стакан; 3 – циліндр; 4 – плунжер; 5 – шток; 6 – фланець; 7 – динамометр ДОСМ-3-0,2;  
8 – гвинт; 9 – рукоятка гвинта; 10 – опора телескопічна; 11 – планка; 12 – міліметрова шкала;  
13 – зразок вовни

Рисунок 3 – Конструктивно-технологічна схема експериментального зразка спеціального устаткування



а) циліндр  $\varnothing$  50 мм



б) циліндр  $\varnothing$  100 мм



в) циліндр  $\varnothing$  150 мм

Рисунок 4 – Експериментальні зразки спеціального устаткування

В якості критерію оптимізації прийняли величину ступеня віджимання вологонасиченої вовни  $\Delta W$ , яка визначається за формулою [5]

$$\Delta W = \Delta W_1 + \Delta W_2, \quad (1)$$

де  $\Delta W_1$  – ступінь видалення води за першим ступенем віджимання, %;

$\Delta W_2$  – ступінь видалення води за другим ступенем віджимання, %;

На першому етапі досліджували I ступінь віджимання вологонасиченої вовни при початковому заданому зусиллі стиску ( $P_0$ ), для чого зразок вовни 13 з певною вологістю ( $W_0$ ) закладається в циліндр 3 між його днищем і плунжером 4. Після цього всередину циліндра 3 вводиться плунжер 4 зі штоком 5 і зверху циліндра встановлюється фланець 6. Потім на шток 5 встановлюється динамометр 7 і зібрана конструкція під дією сумарної маси складових: плунжера 4 ( $M_1$ ), штока 5 ( $M_2$ ) і динамометра 7 з насадкою та кулькою ( $M_3$ ) тисне на розкладений по днищу циліндра 3 зразок вовни 13 з початковою силою тиску  $P_0$



$$P_0 = M_1 + M_2 + M_3, \text{ кг} \quad (2)$$

де  $M_1$  - маса плунжера, кг;

$M_2$  - маса штока, кг;

$M_3$  - маса динамометра з насадкою та кулькою, кг.

Відповідно для кожного типорозміру циліндра початковий тиск на зразок вологонасиченої вовни становив  $P_0^{50} = 5,84 \text{ кПа}$ ,  $P_0^{100} = 2,28 \text{ кПа}$ ,  $P_0^{150} = 1,15 \text{ кПа}$ . При цьому віджата з вовни волога збиралася в стакан 2. Зразок віджатої вовни за першим ступенем з певною вологістю ( $W_1$ ) відбирається для аналізу. Час експозиції стиску на першому ступені віджимання — 10 с.

Ступінь видалення вологи  $\Delta W_1$  за першим ступенем віджимання визначали за формулою

$$\Delta W_1 = \frac{W_0 - W_1}{W_0} \cdot 100\%, \quad (3)$$

де  $W_0$ ,  $W_1$  – вологість вовни відповідно до і після першого ступеня віджимання, %.

На другому етапі досліджували другий ступінь віджимання вологонасиченої вовни при заданих зусиллях стиску ( $P_i$ ). Для чого, обертаючи рукоятку 9 гвинта 8 за часовою стрілкою, останній подається до динамометра 7 і з'єднується з ним. Після цього обертаючи рукоятку 9 гвинта 8 за часовою стрілкою, встановлюється задане зусилля стиску ( $P_i$ ) завантаженого в робочий об'єм циліндра 3 заданого зразка вовни 13 і контролюється динамометром 7 з наступною експозицією статичного стиску — 10 с. Потім, обертаючи рукоятку 9 гвинта 8 проти часової стрілки знімається задане фіксоване зусилля стиску і зразок віджатої вовни за другим ступенем з певною вологістю  $W_2$  відбирається для аналізу.

Експерименти проводили відповідно до прийнятої план-матриці, яка включає всі можливі комбінації рівнів факторів. Для кожного рівня факторів експеримент повторювали триразово і брали середнє значення.

Ступінь видалення вологи  $\Delta W_2$  за другим ступенем віджимання при різних зусиллях стиску визначали за формулою

$$\Delta W_2 = \frac{W_1 - W_2}{W_1} \cdot 100\%, \quad (4)$$

де  $W_1$ ,  $W_2$  – вологість вовни відповідно до і після другого ступеня віджимання, %.

Аналіз результатів досліджень згідно прийнятої матриці планування дозволив отримати регресійну модель впливу досліджуваних факторів на ступінь видалення вологи [5, 6]:

$$y = b_0 + \sum b_i x_i + \sum b_{ij} x_i x_j + \sum b_{ii} x_i^2, \quad (5)$$

де  $y$  – критерій оптимізації;

$b_0$ ,  $b_i$ ,  $b_{ij}$ ,  $b_{ii}$  – коефіцієнти моделі;

$x_i$ ,  $x_j$  – фактори.

В розгорнутому вигляді регресійна модель має вигляд:

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_{12} x_1 x_2 + b_{13} x_1 x_3 + b_{23} x_2 x_3 + b_{11} x_1^2 + b_{22} x_2^2 + b_{33} x_3^2. \quad (6)$$

Таким чином, отримано рівняння регресії, що описує досліджуваний процес за встановленим критерієм оптимізації

$$y = 24,30 - 9,10x_1 - 0,71x_2 + 3,96x_3 + 1,56x_1x_2 - 0,55x_1x_3 + 1,44x_2x_3 + 4,69x_1^2 - 4,98x_2^2 + 1,55x_3^2, \quad (7)$$

де  $y$ ,  $\Delta W_2$  – ступінь видалення вологи за другим ступенем віджимання, %;

$x_1$ ,  $d$  – діаметр циліндра, мм;

$x_2$ ,  $m$  – маса зразка вовни, г;

$x_3, P$  – зусилля стиску, кН.

Перевірка за критерієм Кохрена ( $G_{розр} = 0,173 < G_{табл} = 0,335$ ) дозволяє зробити висновок про однорідність дисперсій.

Перевірка за критерієм Стюдента дозволила визначити незначимі коефіцієнти:  $b_2, b_{13}, b_{33}$ . Після їх відкидання математична модель процесу набула вигляду

$$y = 24,74 - 9,10x_1 + 3,96x_3 + 1,56x_1x_2 + 1,44x_2x_3 + 5,13x_1^2 - 4,54x_2^2. \quad (8)$$

Оскільки розрахункове значення критерію Фішера менше за табличне ( $F_{розр} = 1,13 < F_{табл} = 2,3$ ), то прийняли гіпотезу про адекватність опису рівнянням (6) результатів експерименту з 95 %-ною ймовірністю. Максимальне значення  $y = 42,94$  % буде при  $x_1 = -1$  або  $d = 50$  мм;  $x_2 = -0,013$  або  $m = 18,3$  г;  $x_3 = 1$  або  $P = 1,8$  кН.

Для побудови поверхонь відгуку один із факторів фіксувався на оптимальному рівні. Варіанти поверхонь відклику при оптимальних значеннях факторів ( $d = 50$  мм,  $m = 18,3$  г,  $P = 1,8$  кН) наведено на рисунках 5-7.

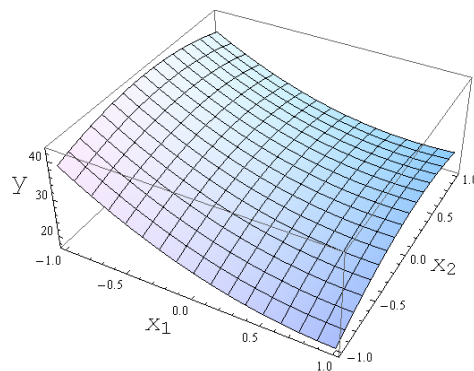


Рисунок 5 – Залежність критерію оптимізації  $y$  від  $x_1$  ( $d$ ) і  $x_2$  ( $m$ ) при  $x_3 = 1$  ( $P = 1,8$  кН)

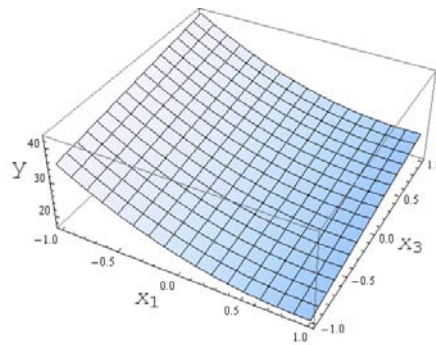


Рисунок 6 – Залежність критерію оптимізації  $y$  від  $x_1$  ( $d$ ) і  $x_3$  ( $P$ ) при  $x_2 = -0,013$  ( $m = 18,3$  г)

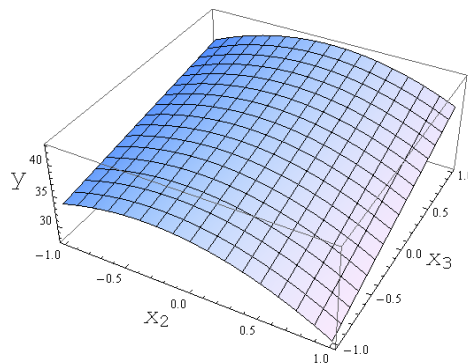


Рисунок 7 – Залежність критерію оптимізації  $y$  від  $x_2$  ( $m$ ) і  $x_3$  ( $P$ ) при  $x_1 = -1$  ( $d = 50$  мм)

Аналіз рівняння (8) та побудованих на його основі поверхонь відгуку (рис. 5-7) дозволяє наочно оцінити кількісний внесок кожного з досліджуваних факторів і визначити оптимальні їх співвідношення.

1. Результати експериментальних досліджень двоступінчастого віджимання вологонасиченої грубої вовни при різних заданих рівнях варіювання факторів, що впливають на показники якості процесу віджимання вовни, дозволили:

- отримати математичну модель другого порядку, яка адекватно описує процес двоступінчастого віджимання вологонасиченої грубої вовни та провести її аналіз;

- визначити оптимальне значення параметрів процесу двоступінчастого віджимання вологонасиченої вовни при різних заданих зусиллях стиску: початкова питома сила тиску на зразок вовни масою 0,0183 кг за першим ступенем віджимання становить 5,84 кПа при зусиллі стиску за другим ступенем віджимання – 1,8 кН.

2. У ході експерименту з'ясовано, що ступінь видалення вологи за першим ступенем віджимання становить  $\Delta W_1 = 10\text{--}15\%$ , а за другим –  $\Delta W_2 = 30\text{--}35\%$  при залишку вологи у віджатій вовні  $W_{\text{вв}} = 45\text{--}55\%$ .

## Список літератури

1. Кузнецов В.А. Обоснование конструктивных параметров высокопроизводительных валковых машин интенсивного отжима: дисс...канд. техн. наук: 05.02.13/ В.А. Кузнецов. – Кострома, 1984. – 176 с.
2. Румянцев А.А. Теория и метод построения квазистатических и квазиплоских моделей силовых взаимодействий в валковых механизмах текстильных машин: автореф. дисс. на соискание ученой степени докт. техн. наук: спец. 05.02.13 «Машины, агрегаты и процессы (легкая промышленность)» / А.А. Румянцев. – М., 1987. – 47 с.
3. Подъячев А.В. Методы исследований и алгоритмы расчетов валов двухвалковых текстильно-отделочных машин: автореф. дисс. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.02.13 «Машины, агрегаты и процессы (легкая промышленность)» / А.В. Подъячев. – Кострома, 1988. – 18 с.
4. Фомин Ю.Г. Разработка теоретических основ и средств повышения эффективности обработки тканей валковыми модулями отделочных машин: дисс... доктора техн. наук: 05.02.13/ Ю.Г. Фомин. – Иваново, 2001. – С. 357.
5. Мельников С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Рошин. – Л.: Колос, 1980. – 168 с.
6. Барабашук В.И. Планирование эксперимента в технике / В.И. Барабашук, Б.П. Креденцер, В.И. Мирошниченко. - К.:Техніка, 1984. - 200 с.

*И. Шевченко, В.Лиходед*

### **Результаты исследования процесса двухступенчатого отжима влагонасыщенной шерсти**

Приведены результаты экспериментальных исследований процесса двухступенчатого отжима влагонасыщенной шерсти и отображено оптимальное сочетание факторов, которые в большей мере влияют на реализацию процесса. Получена математическая модель второго порядка, которая адекватно описывает процесс двухступенчатого отжима влагонасыщенной шерсти. Определено оптимальное значение параметров процесса двухступенчатого отжима влагонасыщенной грубой шерсти при разных заданных усилиях сжатия по степеням отжима. Эти результаты исследований являются основой для усовершенствования рабочих органов существующих конструкций отжимных валковых устройств при отжимании влагонасыщенной шерсти без переуплотнения.

*I. Shevchenko, V. Likhoded*

### **Results of research of process of the two - stage wet wool squeezing**

The results of experimental researches of two-stage process of wet wool squeezing are adduced and the optimal combination of factors that mostly influence the implementation of process is represented. A mathematical model of second order which adequately describes the two-step process of wet wool squeezing is obtained. The optimal value of parameters of the two-stage process of wet rough wool squeezing at different clenching efforts by the degree of squeezing is determined. These results of researches are the basis for the improvement of the working organs of existing constructions of squeezing roller devices when squeezing the wet wool without compaction.

Одержано 12.09.11

## УДК 621.9

**Е.К. Посвятенко, проф., д-р техн. наук***Національний транспортний університет, м. Київ***Р.В. Будяк, асп.***Вінницький національний аграрний університет*

## Шляхи зниження втрат робочої рідини у гідросистемах при експлуатації сільськогосподарських машин

В статті визначено напрямки зниження втрат робочої рідини в гідросистемах сільськогосподарських машин шляхом підвищення якості поверхні глибоких отворів гільз циліндрів технологічними методами. Описано ресурсозберігальний процес обробки глибоких отворів за схемою «наскрізне деформуюче протягування – різальне протягування – розкочування роликів інструментом». Подано принципи розробки комбінованого протяжного інструменту. Наведено геометричні та фізико-механічні характеристики поверхні та поверхневого шару отвору гільз.

**гільза гідроциліндра, втрати робочої рідини, протяжний інструмент, точність поверхні, шорсткість**

У сучасних сільськогосподарських машинах широко застосовуються гідросистеми з тиском робочої рідини, як правило, 15 МПа. Кожна з них оснащена одним або кількома силовими чи маніпуляційними гідроциліндрами, які виконують функції виконавчих органів.

В Україні кілька заводів спеціалізувалися на виробництві гідроциліндрів для тракторів і сільськогосподарських машин. На сьогодні таке виробництво існує у Вінниці, Кіровограді, Мелітополі, деяких інших центрах машинобудування. Спеціалізація виробництва гідроциліндра, як найбільш відповідального (після насоса) вузла гідросистеми пояснюється технологічною складністю виготовлення гільзи, отвір якої відноситься до класу глибоких. Крім того, до дзеркала гільз, діаметри яких знаходяться в межах 20 – 200 мм, ставляться досить високі вимоги: точність Н7 – Н9; кривизна твірної (нециліндричність) – до 0,15 – 0,25 мм на 1000 мм довжини; шорсткість обробленої поверхні за показником Ra не вище 0,05 – 0,15 мкм.

Виробничі та аналітичні дослідження авторів показали, що на сьогодні відомі та застосовуються у виробництві кілька варіантів побудови технологічних процесів обробки отворів гільз гідроциліндрів, які ґрунтуються на операціях чорнового та чистового розточування, розточування самоустановлювальними ножами, розкочування кульковим чи роликів інструментом, обробці деформуючими та різальними протяжками. Однак, у всіх цих процесах не витримується зміна напрямку головного руху різання чи холодного пластичного деформування на сусідніх операціях на  $\pi/2$ . В результаті цього поверхні готових отворів набувають чітко вираженої хвилястості, коли фінішною операцією є розкочування, якій передують чистове розточування, або отримують на дзеркалі гільзи з шорсткістю Ra 0,16 – 0,32 мкм кілька досить глибоких (до 1 мкм) поздовжніх рисок при фінішній обробці деформуючими протяжками. Все це призводить до недопустимих перетікань і витікань робочої рідини.

Нами було проведено моніторинг втрат робочої рідини при експлуатації автомобілів-самоскидів на підприємствах аграрного комплексу Вінницької області. Як приклад такого дослідження можна подати результати, що було отримано в СТОВ

«Лан», де експлуатуються автомобілі-самоскиди КамАЗ 55102 з телескопічним гідроциліндром Ц100, що живиться від гідробаку НШ50 об'ємом 30 л. Виявилось, що при підніманні вантажу вагою  $(10 - 14) \cdot 10^3$  кг після 15 циклів втрачалось у середньому 5 л робочої рідини, що вкрай недопустимо.

Перетікання і, особливо, витікання робочої рідини з гідроциліндрів вочевидь зростатимуть ще й тому, що програми розвитку гідроприводу на найближче майбутнє передбачають перехід гідросистем машин на насоси типу НШ з тиском 25 МПа. Це може привести до недопустимого збільшення нормативної частоти відмов гідроциліндрів (0,03 за  $10^6$  годин) та ущільнень (0,011 за  $10^6$  годин) на 1 – 3 порядки.

В останні роки визначилось ще одна негативна тенденція у виробництві гідроциліндрів в Україні. Деякі підприємства-виробники як заготовку для гільзи використовують труби італійського, румунського і, навіть, китайського виробництва при тому, що вітчизняні трубопрокатні підприємства Дніпропетровська, Нікополя, Новомосковська завжди відзначались високою якістю продукції. Вряд чи правильним з позицій підвищення конкурентоздатності вітчизняної продукції є також випадки імпортування готових гідроциліндрів для гідросистем машин, що виробляються в Україні.

Виходячи із сказаного, авторами у 2009–2011 рр. було проведено дослідження, метою якого було підняття конкурентоздатності виконавчих органів гідросистем машин шляхом підвищення якості поверхні отворів гільз циліндрів технологічними методами [1–6].

Важливою частиною цієї комплексної роботи було дослідження механіки протягування глибоких отворів, результати якого показали наступне. Багатоциклове деформуюче протягування, як перша операція обробки таких отворів гільз із пластичних мало та середньо вуглецевих сталей дозволяє на порядок знизити початкову некруглість отвору трубної заготовки, підвищити твердість поверхневого шару металу у 1,5 – 2,5 рази і серцевини деталі – на 10–30 %, а також значно підняти межу текучості сталі при незмінній межі міцності. Наступне різальне протягування по зміцненому холодною деформацією металу протікає менш напружено, ніж при обробці не зміцненого тієї ж марки. Це проявляється у зниженні сил і температур різання, а також інтенсивності наростоутворення, і, як наслідок, до зниження хвилястості і шорсткості обробки.

На цих результатах ґрунтується запропонована авторами побудова ресурсозберігального процесу обробки глибокого отвору гільзи за схемою «наскрізне деформуюче протягування – різальне протягування – розкочування роликів інструментом», яка дозволяє: використовувати як заготовку трубний прокат вітчизняного виробництва; підвищити коефіцієнт використання матеріалу до 0,9–0,95; знизити хвилястість дзеркала гільзи за рахунок зміни напрямку головного руху при протягуванні і розкочуванні на  $\pi/2$ ; підвищити протидію радіальним пружними деформаціям гільзи за рахунок збільшення жорсткості останньої.

Ще однією частиною і результатом дослідження стала розробка комбінованого протяжного деформуюче-різального інструменту, особливою якого є форма деформуючих кілець, що відповідає профілю хвилі пружно-пластичної деформації, наявність осевих демпфуючих та правлячих елементів і зносостійкої різальної частини. Це дозволило підвищити стійкість комбінованого інструменту; забезпечити необхідну точність за параметром циліндричності отвору гільзи; знизити хвилястість обробленої поверхні за рахунок виключення поздовжніх автоколивань інструменту.

Використання технологічної схеми: «наскрізне деформуюче протягування – різальне протягування – розкочування» дозволило поліпшити геометричні (точність та шорсткість) і фізико-механічні характеристики поверхні та поверхневого шару отвору гільзи (підвищити мікротвердість і отримати сприятливі текстурованість та залишкові напруження).

Результати дослідження використовуються в умовах експлуатації напівпричіпних машин: борін дискових важких причіпних БДВП–5,5; БДВП–6,3; БДВП–7,2, лушпильників ЛД–8,0; ЛД–14,0 та борін дискових чизельних БДЧ–5; БДЧ–6; БДЧ–7, що агрегатуються з тракторами Т150К та К701. В гідросистемах цих машинах експлуатуються гідроциліндри діаметром 80 і 100 мм. Виробничі випробування тривають.

## Список літератури

1. Посвятенко Е.К. Основні напрямки синтезу ресурсозберігаючих процесів виготовлення гідроциліндрів машин / Е.К. Посвятенко, Р.В. Будяк // Високі технології в машинобудуванні: 36. наук. праць Нац. техн. ун-ту «ХПІ». – Х., 2009. – Вип.2 (19). – С.128–134.
2. Посвятенко Е.К. Дослідження процесу обробки гільз циліндрів гідросистем машин / Е.К. Посвятенко, Р.В. Будяк // Вісник Національного транспортного ун-ту. – К., 2009. – Вип.19, ч. 1. – С.49–53.
3. Будяк Р.В. Підвищення надійності гідроциліндрів машин технологічними методами / Р.В. Будяк // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного ун-ту. Серія: Технічні науки. – Вінниця, 2010. – Вип.4. – С.66–68.
4. Середа Л.П. Основи розробки ресурсозберігального процесу та комбінованого інструменту для отримання якісних поверхонь глибоких отворів гільз гідроциліндрів / Л.П. Середа, Р.В. Будяк // Промислова гідроліка і пневматика. – 2010. – № 4. – С.84–88.
5. Посвятенко Э.К. К расчету протяжного инструмента для обработки отверстий гильз гидроцилиндров / Э.К. Посвятенко, Н.И. Посвятенко, Р.В. Будяк // Вестник Национального технического ун-ту «ХПИ»: Сб. науч. тр. Тематический выпуск: Технологии в машиностроении. – Х., 2010. – № 53. – С.81–87.
6. Посвятенко Е.К. Поліпшення якості та конкурентоздатності виконавчих органів гідросистем машин / Е.К. Посвятенко, Н.І. Посвятенко, Р.В. Будяк // Качество, стандартизация, контроль: теория и практика: 11-й междунар. науч.-практич. конф., 26-29 сентября 2011 г.: материалы конференции. – К.: АТМ Украины, 2011. – С. 130–133.

*Э. Посвятенко, Р. Будяк*

### **Пути снижения потерь рабочей жидкости в гидросистемах при эксплуатации сельскохозяйственных машин**

В статье определены направления снижения потерь рабочей жидкости в гидросистемах сельскохозяйственных машин за счет повышения качества поверхностей глубоких отверстий гильз цилиндров технологическими методами. Описан ресурсосберегающий процесс обработки глубоких отверстий по схеме «сквозное деформирующее протягивание – режущее протягивание – раскатка роликовым инструментом». Приведены принципы создания комбинированного протяжного инструмента, геометрические и физико-механические характеристики поверхности и поверхностного слоя отверстий гильз.

*E. Posviatenko, R. Budiak*

### **Ways of decrease in losses of a working liquid to hydrosystems at operation of agricultural cars**

In article directions of decrease in losses of a working liquid in hydrosystems of agricultural cars at the expense of improvement of quality of surfaces of deep apertures of sleeves of cylinders by technological methods are defined. It is described resource-saving process of machining of deep apertures under the scheme «through deforming pulling - cutting pulling - rolling by the roller tool». Principles of creation of the combined lingering tool, geometrical and physicomachanical characteristics of a surface and a blanket of apertures of sleeves are resulted.

Одержано 01.10.11

УДК 681.518.5:303.732.4

**А.П. Ладанюк, проф., д-р техн. наук, Л.О. Власенко, доц., канд. техн. наук, Р.О. Бойко, асп.**

*Національний університет харчових технологій, м.Київ*

## Проблеми системного сценарно-цільового управління технологічним комплексом (ТК) цукрового заводу

Використання сценарно-цільового підходу при керуванні ТК цукрового заводу дозволяє уникнути виникнення позаштатних ситуацій, значно скоротити час на прийняття рішень. Зокрема, за допомогою фактичних операцій табличних прографів проводиться імітація розв'язку ситуацій, які виникають, а прогнозні операції забезпечують оцінку динаміки можливої поведінки системи і її параметрів.

**сценарно-цільовий підхід, технологічний комплекс цукрового заводу, дифузійне відділення, базовий програф, табличний програф**

**Вступ.** Все частіше в технічній літературі зустрічаються роботи, присвячені новітнім підходам і методикам розв'язання задач ефективного управління складними автоматизованими технологічними комплексами (ТК). Особливої популярності набуває використання сценарного і сценарно-цільового підходу, оскільки вони дозволяють проаналізувати стан досліджуваного об'єкта і обрати правильне рішення, що призведе до найкращих наслідків.

Переваги використання сценарних методів:

- ідеально підходять при створенні нових або проведенні реінжинірінга існуючих ТК;
- своєчасний аналіз об'єкта і його стану;
- визначення можливих варіантів розвитку ситуацій;
- прогнозування наслідків ситуації, що склалася;
- швидкий вибір найкращого варіанту рішення за рахунок складання сценаріїв;
- побудова сценаріїв, які описують взаємодію і внутрішню поведінку елементів системи.

### **Постановка задачі.**

Сценарно-цільовий підхід дозволяє створювати і аналізувати ситуації, які дозволяють провести аналіз стану об'єкта, дослідити перспективи розвитку і спрогнозувати тенденції. На сценарії завжди накладаються обмеження в часі, викликанні якісними показниками. Крім того, вони дуже добре зарекомендували себе при прийнятті рішень в умовах невизначеності.

Програф – це процесно-ресурсно-об'єктний граф, в якому враховуються операції, які необхідно виконати для досягнення цілей, ресурси, що треба використати для успішного проведення операцій, об'єктів, які є результатом виконання операцій, а також умови передачі об'єктів між операціями і часові інтервали.

В [1], детально описані етапи побудови базового прографу для випарного відділення, а в [2,3] – для дифузійного відділення ТК цукрового заводу. В даній статті створення базових прографів не розглядається, а увага буде приділена побудові та правилам створення табличних прографів, які є основою для проведення імітаційного моделювання. Імітаційне моделювання найчастіше зводиться до побудови конвеєрно-

часових діаграм. Як приклад, наведено декілька варіантів табличних прографів для операцій дифузійного відділення, які створені на основі базового, наведеного в [2,3].

#### Методика дослідження:

Табличний програф виводиться з базового шляхом заміни об'єктів і ресурсів таблицями і введенням правил і умов виконання операцій. Таблиці об'єктів містять так звані атрибути, записані в рядках і екземпляри – в стовпчиках. За своєю суттю операції бувають фактичними, тобто такими що впливають на реальну ситуацію в системі, і прогнозними, які оцінюють на прогнозному часовому інтервалі динаміку поведінки системи в майбутньому. При виконанні фактичної операції задається умова запуску, час виконання і умова закінчення операції, алгоритм корекції заповнення вхідних/вихідних таблиць. При виконанні прогнозної операції проводиться динамічна оцінка параметрів системи на чітко заданому прогнозному інтервалі з обов'язковим зазначенням часу з якого розпочинається відлік.

Умова запуску для виконання фактичних операцій – логічна функція, яка визначається на вхідних і вихідних таблицях операції:

1. Умова, яка визначається на  $j$ -му стовпчику  $i$ -ої таблиці записується так:

2.

$$F_{ij} = (a_{i1} \# \alpha_{i1}) \wedge \dots \wedge (a_{in} \# \alpha_{in}), \quad (1)$$

де  $a_{i1}, \dots, a_{in}$  - атрибути таблиці,  $\alpha_{i1}, \dots, \alpha_{in}$  - числові константи або рядки символів,  $\# \in \{=, >, \geq, <, \leq\}$  - знак порівняння,  $\wedge$  - знак кон'юнкції.

3. Умова перевірки на  $i$ -тій таблиці має вигляд:

4.

$$\Phi_i = F_{ij1} \wedge \dots \wedge F_{ijm}. \quad (2)$$

5. Умова перевірки на наборі таблиць записується:

$$\Psi_{\text{запуску}} = \Phi_{i1} \wedge \dots \wedge \Phi_{ik}. \quad (3)$$

Час виконання операції  $\Delta$  може бути чисельною константою, випадковою величиною, яка рівномірно розподілена на заданому інтервалі або величиною, яка визначається за певними алгоритмами, що задаються на основі вхідних і вихідних таблиць операцій. Умова закінчення операції відповідає або закінченню часу  $\Delta$ , або виконанню умови  $\Psi_{\text{закінчення}}$ , яка подібна до  $\Psi_{\text{запуску}}$ .

Алгоритм корекції заповнення таблиць виражається правилами:

$$\text{ЯКЩО } \langle \text{виконання умови} \rangle \text{ ТО } \langle \text{виконання дій} \rangle. \quad (4)$$

Умова виконання дій подібна умові виконання операцій.

Для дифузійного відділення на рис. 1 наведено фрагмент табличного прографу для виконання фактичної операції проходження процесу дифузії  $f_7$ .

Згідно (3) умова запуску для операції  $f_7$  описується виразом:

$$\Psi_{\text{запуску}}^{f_7} = (o_{6.1\min} < o_{6.1} < o_{6.1\max}) \wedge (o_{6.2} < o_{6.4}) \wedge (o_{6.3} < o_{6.3\max}), \quad (5)$$

де  $(o_{6.1\min}, o_{6.1\max})$  – заданий технологічний регламент;



$o_{6,3\max}$  – максимально допустимі часові затрати на проведення діагностування.

Згідно з (5) у фонді фінансування цукрового заводу є відповідні кошти для проведення операції  $f_7$  на момент її запуску, а часові затрати  $o_{6,3}$ , що заплановані, не перевищують максимально допустимих меж.

Час  $\Delta_7$  виконання операції  $f_7$  - випадкова величина, яка розраховується залежністю:

$$\Delta_7 = \lambda[o_{6,3\min}, o_{6,3\max}], \quad (6)$$

де  $\lambda$  - функція випадкового вибору на інтервалі часових затрат.

Умова закінчення  $f_7$  виражається формулою:

$$\Psi_{\text{закінчення}}^{f_7} = (v = v_{\text{поч}} + \Delta_7), \quad (7)$$

де  $v, v_{\text{поч}}$  - відповідно поточний і початковий моменти часу виконання операції  $f_7 (v, v_{\text{поч}} \in \Theta)$ ;  $\Theta$  - часова шкала.

В момент початку операції  $f_7$  проводяться такі дії:

– визначаються фінансові затрати  $\omega_7$  при виконанні  $f_7$ , як випадкової величини на інтервалі  $[o_{6,2\min}, o_{6,2\max}]$ :

$$\omega_7 = \lambda[o_{6,2\min}, o_{6,2\max}]; \quad (8)$$

– визначаються фінансові залишки у фонді фінансування цукрового заводу:

$$o_{6,4} = o_{6,4} - \omega_7; \quad (9)$$

– подається формалін в заданих технологічним регламентом межах для отримання дифузійного соку заданої якості:

$$r_{8,1\min} < r_{8,1} < r_{8,1\max}, \quad (10)$$

де  $r_{8,1\max} < 0,01\%$  до маси буряка;

– подається неаммонізований суперфосфат в заданих технологічним регламентом межах для отримання дифузійного соку заданої якості:

$$r_{9,1\min} < r_{9,1} < r_{9,1\max}, \quad (11)$$

де  $r_{9,1\max} < 0,05\%$  до маси буряка;

– подається вода в заданих технологічним регламентом межах для отримання дифузійного соку заданої якості:

$$r_{2,1\min} < r_{2,1} < r_{2,1\max}; \quad (12)$$

– подається електроенергія в заданих технологічним регламентом межах для отримання дифузійного соку заданої якості:

$$r_{4.1 \min} < r_{4.1} < r_{4.1 \max}; \quad (13)$$

— подається жомпресо́ва вода в заданих технологі́чних регламентах ме́ж для отримання дифузійного соку заданої якості:

$$(o_{3.1 \min} < o_{3.1} < o_{3.1 \max}) \wedge (o_{3.2 \min} < o_{3.2} < o_{3.2 \max}) \wedge (o_{3.3 \min} < o_{3.3} < o_{3.3 \max}); \quad (14)$$

— подається сульфитована вода в заданих технологі́чних регламентах ме́ж для отримання дифузійного соку заданої якості:

$$(o_{4.1 \min} < o_{4.1} < o_{4.1 \max}) \wedge (o_{4.2 \min} < o_{4.2} < o_{4.2 \max}) \wedge (o_{4.3 \min} < o_{4.3} < o_{4.3 \max}). \quad (15)$$

До закінчення виконання операції  $f_7$  умовно віднесені дії, направлені на заповнення рядків таблиць  $o_9, o_{10}$  (рис. 1):

— в рядок  $o_{9,1}$  записується наявність подачі неочищеного від піску дифузійного соку;

— в рядок  $o_{10,1}$  записується наявність подачі жому.

Для оцінки динаміки зміни параметрів системи побудуємо прогнозну операцію на інтервалі прогнозування із зазначеним горизонтом прогнозування (рис. 2). В даному випадку горизонт прогнозування — це відрізок часу, який містить визначене число  $h$  часових одиниць (75-80 хвилин). Відлік часу починається в момент  $v_{\text{поч}}$ . Вхідний об'єкт  $o_1$  містить в собі таблицю з даними про якість буряка, який надходить на виробництво; матрицю взаємозв'язку (корреляції) параметрів системи; таблицю часових характеристик містить  $v_{\text{поч}}$  і значення горизонту прогнозування  $h$ . Вихідний об'єкт  $o_j$  — таблиця з  $h+1$  стовпцями, які відповідають моментам  $v = 0, 1, \dots, h$ , з прогнозованими значеннями змінних вздовж всього горизонту і поточний час  $V$ .

Параметри системи  $z_1, \dots, z_n$  містять значення змінних якості буряка і функціонування системи. В експертній матриці взаємозв'язку параметрів  $M = \|Z\|$  ( $Z = z_1, \dots, z_n$ ) на перетині рядка  $z_i$  і стовпчика  $z_j$  ( $i, j \in \{1, \dots, n\}$ ) (рис. 2) записується експертна оцінка  $x_{ij} \in [-1, +1]$ , яка вказує на характер впливу параметра  $z_i$  на параметр  $z_j$ . Якщо  $z_i$  зростає, а  $z_j$  зменшується, то ставиться знак «+», якщо ж зростає  $z_j$ , а  $z_i$  зменшується — «-», (16):

$$\text{Sign}(x_{ij}) = \begin{cases} +, & \text{якщо при зростанні } z_i \text{ зростає } z_j \\ -, & \text{якщо при зростанні } z_i \text{ спадає } z_j \end{cases}. \quad (16)$$

Якщо параметри  $z_i, z_j$  не корелюються, клітина не заповнюється.

Чисельне значення оцінки  $x_{ij}$  знаходиться в межах  $0 \leq x_{ij} \leq 1$ , попередньо задаються оцінки і шкали:  $x_{ij} = 0$  - вплив параметра  $z_i$  на параметр  $z_j$  відсутній або незначний;  $x_{ij} = 0,1$  - вплив дуже слабкий; ...;  $x_{ij} = 1$  - абсолютний вплив. Можуть бути проставлені значення впливу, які знаходяться в інтервалі між виділеними точками.

Значення параметра  $z_i(v+1)$  в момент  $(v+1) \in \Theta$  отримується через попереднє значення  $z_i(v)$  яке описується виразом:

$$z_i(v+1) = \sum_{j=1, \dots, n} x_{ij} \times z_j(v). \quad (17)$$

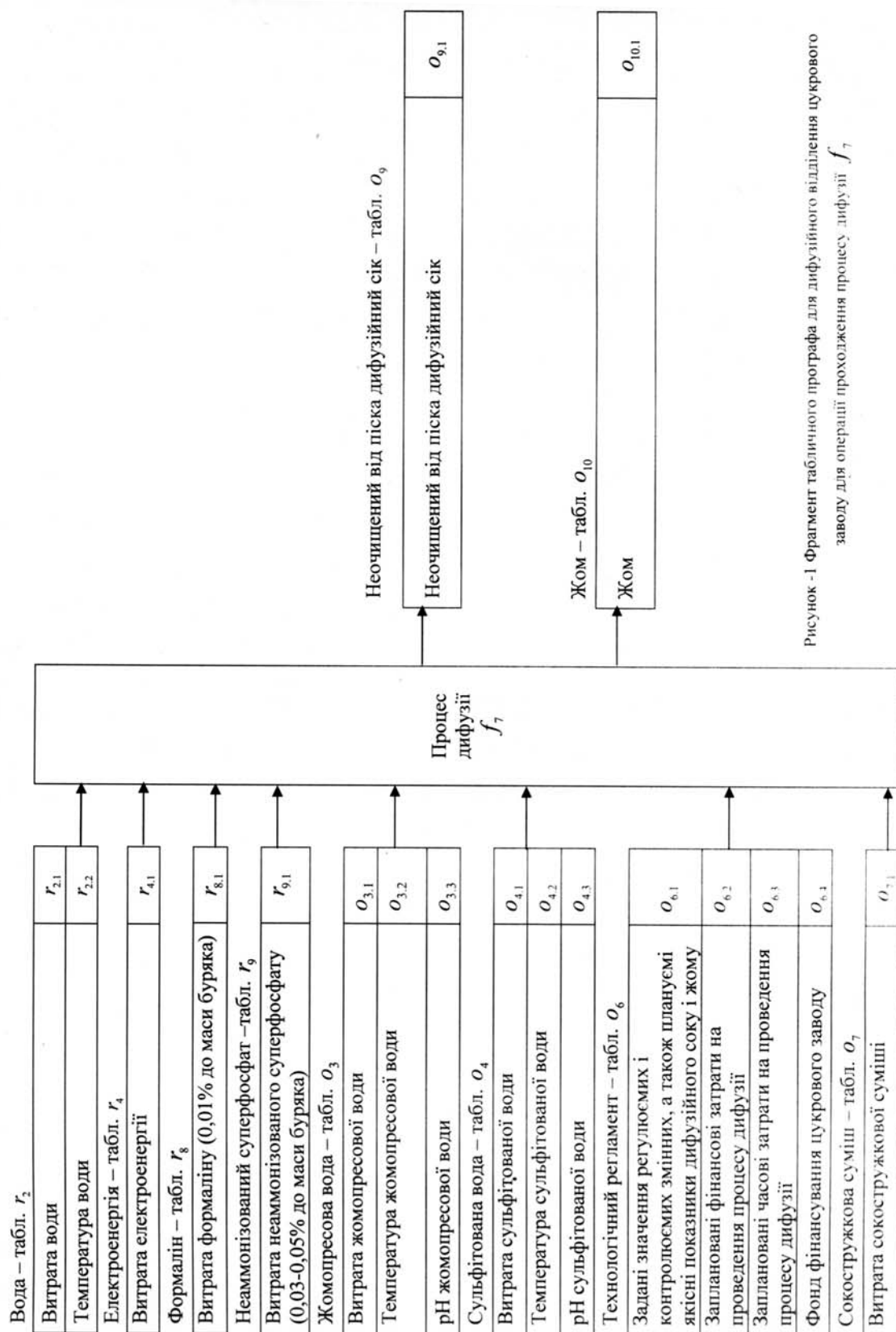
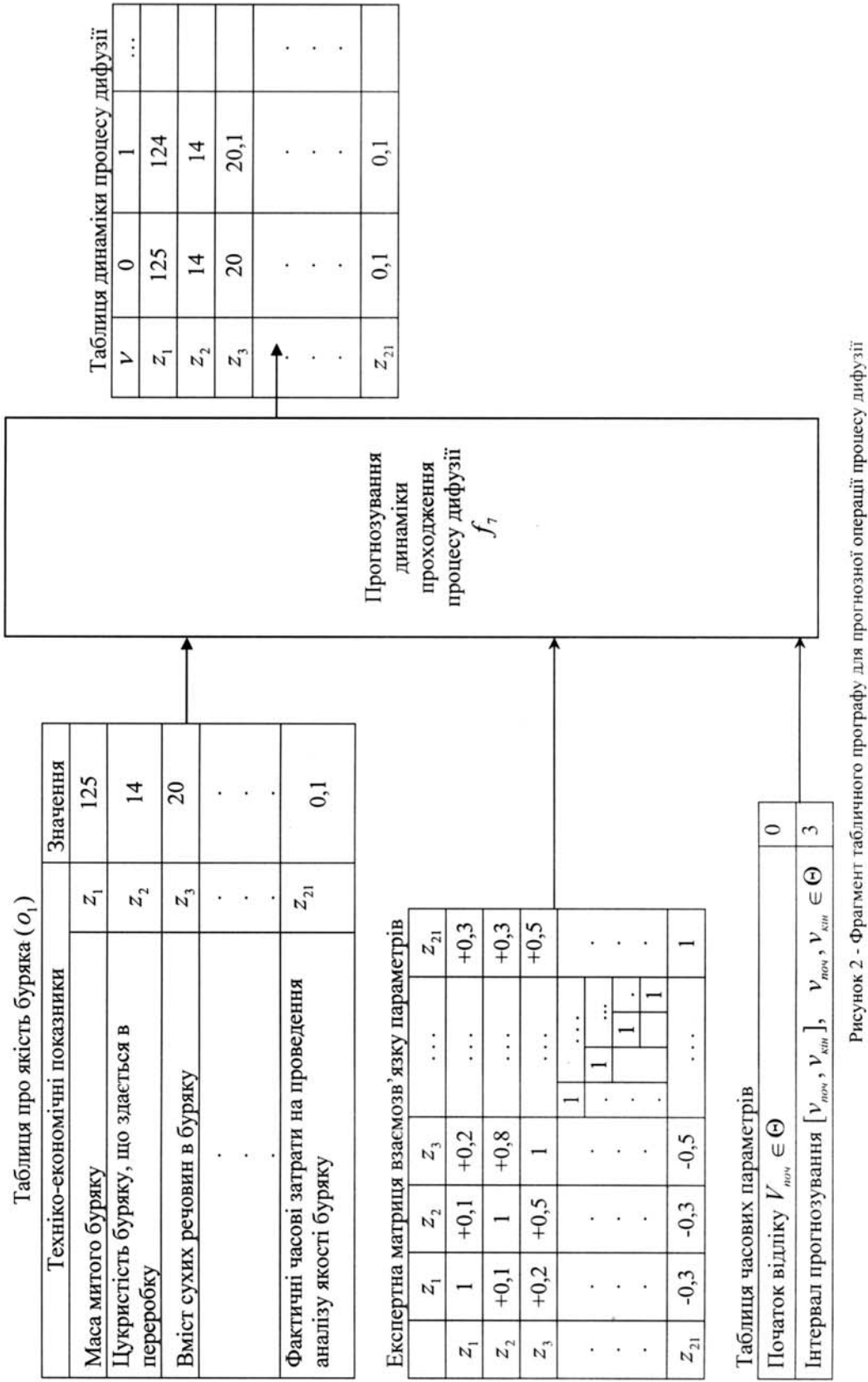


Рисунок -1 Фрагмент табличного прографа для дифузійного відділення цукрового заводу для операції проходження процесу дифузії  $f_7$



Для кожного стовпчика  $z_j$  матриці  $M$  розраховується алгебраїчна сума добутків значень  $z_i(v)$  на оцінку  $x_{ij}$ .

У вихідній таблиці прогнозної операції табличного прографа (рис. 2) в першу колонку вноситься вектор-стовпець  $z(v_{noc})$ , після розрахунку за (17) для всіх стовбців матриці  $M$  отримують вектор-рядок  $z_i(v_{noc}+1)$  і транспонують у вектор-стовпчик, яким записують в другу колонку вихідної таблиці після чого все повторюють.

#### **Результати та висновки:**

Прографи дають можливість отримати нові рішення, зокрема щодо діагностики та прогнозування при управлінні складними ТК; являються основою для проведення імітаційного моделювання для визначення розвитку ситуацій, що склалися на заданому інтервалі прогнозування. При використанні прографів суттєво підвищується ефективність керування ТК, оскільки виключаються такі, які можуть привести до небажаних ситуацій і скорочується час на прийняття рішення.

#### **Список літератури**

1. Власенко Л.О. Підвищення ефективності функціонування технологічного комплексу цукрового заводу за рахунок використання методів діагностики та прогнозування / Л.О. Власенко, А.П. Ладанюк // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2010. - №2/3 (44). – С. 57-62.
2. Власенко Л.О. Особливості сценарно-цільового підходу для моделювання та управління складними об'єктами з використанням прографів / Л.О. Власенко, А.П. Ладанюк // Матеріали XIV Міжнародної конференції з автоматичного управління [«Автоматика-2007»], (Севастополь, 10-14 вересня 2007р.) – Ч.1. – Севастополь, 2007. – С.121-122.
3. Власенко Л.О. Особливості проведення системного аналізу / Л.О. Власенко, А.П. Ладанюк // Програма і матеріали 73-ої наукової конференції молодих вчених, аспірантів і студентів. - К.:НУХТ, 2007, – 36 с.

*А. Ладанюк, Л. Власенко, Р. Бойко*

#### **Проблемы системного сценарно-целевого управления технологическим комплексом (ТК) сахарного завода**

Применение сценарно-целевого подхода при управлении ТК сахарного завода позволяет упредить возникновение нештатных ситуаций, существенно сократить время принятия решений. Так, с помощью фактических операций табличных прографов проводится имитация решения возникающих ситуаций, а прогнозные операции обеспечивают оценку динамики возможного поведения системы и ее параметров.

*A. Ladanyuk, L. Vlasenko, R. Boiko*

#### **Problems of systematic scenario-oriented control of sugar plant technological complex (TC)**

Using the scenario-oriented approach for sugar plant technological complex control helps to avoid abnormal situations, significantly reduce the decision-making time. Thus, with the help of actual operations of table prographs the imitation of appeared situations decisions is provided. And prognosis operations provide estimation of dynamic in possible behaviour of the system.

Одержано 30.09.11

УДК 631.3:620.172

А.І.Бойко, проф., д-р техн. наук, С.С. Карабиньош, доц., канд. техн. наук,  
М.О. Пенкін, магістр

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

## Особливості визначення величини мікродеформування поверхні деталі під дією зовнішнього навантаження спекл-інтерферометрією

В статті приведена методика отримання та оброблення інформації з голограм, які фіксовані за допомогою спекл-інтерферометрії, кристалічних тіл, сталених пластин. Доведена необхідність поділу голографічного зображення деталі на декілька складових і розроблення математичних моделей для кожної із них.

**поверхня, мікро деформування, деталь, зовнішнє навантаження, спекл-інтерферометрії**

**Введення.** Дослідження наявності пошкоджень і дефектів, визначення параметрів допустимого чи граничного станів деталей проводили на спеціально створеній установці. Вона забезпечує параметри взаємодії навантаження з видом отриманих інтерференційних полів, їх розміщення, конфігурацію, що дозволяє розрахувати величини поверхневого мікродеформування та інше. Роботи проводили за методикою реалізації двоекспозиційної спекл-інтерферометрії.

Це пов'язано із особливими застосування спекл-інтерферометрії для дослідження технічного стану сільськогосподарської техніки. При застосуванні спекл-інтерферометрії деталь фіксується у тримірному зображенні на плівку або скляну фотографічну пластину разом із інтерференційними лініями [1, 2, 3]. Використовують її для дослідження швидкісних динамічних процесів, часом пов'язаних із руйнуванням поверхні або всієї деталі.

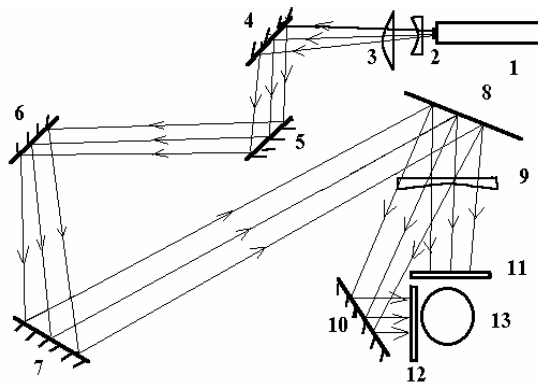
В основу принципу роботи такого виду голографії покладено метод подвійної експозиції [2, 4], коли тіло спостерігають до і після прикладеного навантаження (методикою запропонованою проф. Буне П.М.). Дефект або пошкодження деталі проявляються в місцевому аномальному розміщенні інтерференційних смуг, які б мали в бездефектному виді – упоряджену структуру – відносно паралельні прямі лінії або концентричні кола. У випадку спекл-інтерферометрії в голограмі на поверхні деталі є чорні і білі смуги, які відповідають величинам рівної деформації, яка виникає в процесі прикладення деформуючого навантаження [3]. Чорні смуги відповідають мінімуму інтенсивності відбитого світла і нижчому рівню інтерференції, а світлі – максимуму.

**Мета.** Розробити методичні засади отримання інформації про величину мікродеформування поверхонь деталей сільськогосподарських машин спекл-інтерферометрією.

**Результати.** Для запису голограм застосовано методи запропоновані Ю.Н. Денисюком і П. М. Буне [2, 4] із закріпленням плівки на спеціальних захисних екранах 10 і 11 розміщених безпосередньо перед деталлю 13. Схему установки представлено на рис.1. Запис голограм здійснювали за допомогою двоімпульсного рубінового лазера “Lumonics” HL 32 JK Lasers, на плівці фірми AGFA чутливої до когерентного червоного світла. Дослідження проводили в двоімпульсному режимі при зміні часу експозиції від 1 нс до 120 нс.

Основними видом навантаження служило механічне, а також додаткове

акустичне збудження і локальне термічне нагрівання виділеної ділянки деталі для встановлення допустимих значень параметрів технічного стану.



1- лазер; 2, 3, 9 - лінзи; 4, 5, 6, 7, 8 і 10 – дзеркала; 11, 12 - захисні екрани; 13 – деталь

Рисунок 1 – Оптична схема досліджень спекл-інтерферометрією

У цьому випадку (рис. 1): промінь когерентного світла випромінений лазером 1 проходить через коліматор, утворений двома лінзами: вигнутою діаметром 25 мм і фокусною віддалю – 20 мм і випуклою діаметром 90 мм і фокусною віддалю 200 мм, дзеркал 4, 5, 6, 7, приходить на розсіючу лінзу 8 діаметром 100 мм і фокусною віддалю – 600 мм і спрямовується безпосередньо на поверхню деталі 13. Спеціально передбаченим регулятором положення лінзи можна забезпечити спостереження верхньої і бокової поверхні виробу за допомогою дзеркала 10. При чому, 65% інтенсивності світла потрапляє на верхню його частину.

Спекл-інтерферометрією виявляли зовнішні і підповерхневі – приховані дефекти в деталях, які було виготовлено із сталі, чавуну, пластмас, металополімерів, кольорових металів та інше. Для приведених в табл. 1 матеріалів максимум інтенсивності зображення спостерігали для середини інтервалу із розкиданням пошукових даних  $\pm 8 - 10 \%$ , що задовольнило умови експерименту. Поява інтерференційних ліній – нижня межа, а також їх зникнення – верхня межа є метою проведення експериментальних досліджень. Нижня межа характеризується недонавантаженням виробу (процес мікродеформування не почався). Верхня межа характеризується перевантаженням, коли інтерференційні смуги ущільнюються настільки, що їх спостереження стає неможливим.

Таблиця 1 – Величини механічного навантаження деталей із різних матеріалів

Матеріал деталі	Вид механічного навантаження			
	Розтягування, F, Н	Стискування, F, Н	Згинання, F, Н	Зкручування, M Н м
Чавун, СЧ-18	200 - 250	150 - 200	250 - 300	10 - 15
Сталь 40Х	250 - 300	200 - 250	350 - 400	20 - 22
Полімер (поліе-тилен, поліамід)	10 - 22	5,0 - 7,0	15 - 22	0,1 - 0,3
Алюміній, АЛ9	16 - 18	24 - 27	19 - 28	0,5 - 0,7
Дерево (дубовий блок)	18 - 22	27 - 40	30 - 40	2,1 - 2,4
Армований метало-полімер	20 - 25	15 - 22	30 - 35	2,7 - 3,0
Алюміній	100 - 120	60 - 80	150 - 180	7,0 - 9,0

Сутність методу інтерпретації експериментальних даних, які були отримані за допомогою голографування поверхонь деталей, полягає у визначенні трьох складових вектора мікродеформації поверхні деталі із врахуванням ймовірнісної природи їх

розподілу. Величина мікродеформації в кожній точці поверхні дослідження характеризує її технічний стан і дає можливість встановити міру придатності такої деталі до подальшої експлуатації. Виникає можливість в прогнозуванні як доремонтного, так і міжремонтного залишкового ресурсу.

Встановлено два методи випробувань із записом інтерференційних полів: при стані близькому до руйнування поверхневих шарів виробів (граничні умови) та із проміжними етапами навантаження (допустимі умови).

Розширення можливостей інтеферометрії, яке пов'язане із розвитком оптичних методів дослідження, супроводжується значними ускладненнями, при розшифруванні голограм. Складні переміщення або деформаційні процеси можливо інтерпретувати при вивченні технічного стану сільськогосподарських машин як сумарну дію цілої гами більш простих рухів:

- а) зміщення виробу як єдиного цілого (паралельне переміщення в напрямках, які лежать в площині цієї поверхні);
- б) обертання поверхні тіла навколо осей, що розміщені в площині поверхні, а також ортогональними до цієї площини;
- в) деформації окремих ділянок поверхні виробу, який досліджують (розтягування, скручування, стискання або зкручування).

Особливістю отриманих голограм є те, що при обертанні її навколо будь-якої осі, деталь залишається незмінною, а інтерференційні смуги переміщуються на ній. Дійсну величину складових вектора мікродеформації в напрямі абсциси чи ординати визначали як кількість інтерференційних ліній, що проходить через певну характерну точку деталі на голограмі при обертанні її навколо відповідної осі на заданий наперед кут.

Встановлено, що для дослідження поверхонь сільськогосподарських машин такий кут складає не більше  $30^\circ - 36^\circ$  і при збільшенні його значення втрачається значимість отриманих результатів. Експериментально встановлено, що підрахунок кількості рухомих інтерференційних смуг, які проходять через точку визначення мікродеформації, безпосередньо із голограми практично неможливий із-за складності ведення відчиту їх кількості, який проводять шляхом обертання голограми навколо певної осі. Розроблено і запропоновано схему спеціальної установки відеозапису їх переміщення та підрахунку, приведену на рис. 2, яка дозволяє спростити процедуру зчитування інформації.

Голограму 2 відновлюють за допомогою точкового джерела світла 1., на ній появляються деталь і інтерференційні смуги. Обертають голограму 2 і одночасно записують її зображення відеокамерою 3, передаючи сигнали на цифровий адаптер 4 та комп'ютер 5.

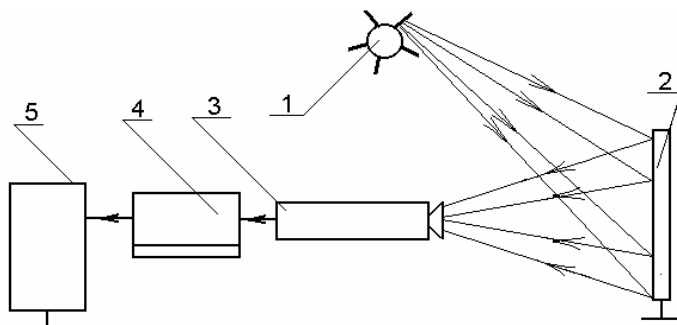


Рисунок 2 – Схема установки відеозапису і визначення величини мікродеформування

При зміні положення голограми відносно джерела когерентного або точкового світла всі точки інтерференційної смуги будуть переміщуватись одночасно через характерну точку. Знаючи довжину хвилі лазера, кут на який обертують голограму навколо вибраної осі координат ( $30^\circ - 36^\circ$ ) по обидва боки від осі, відраховують

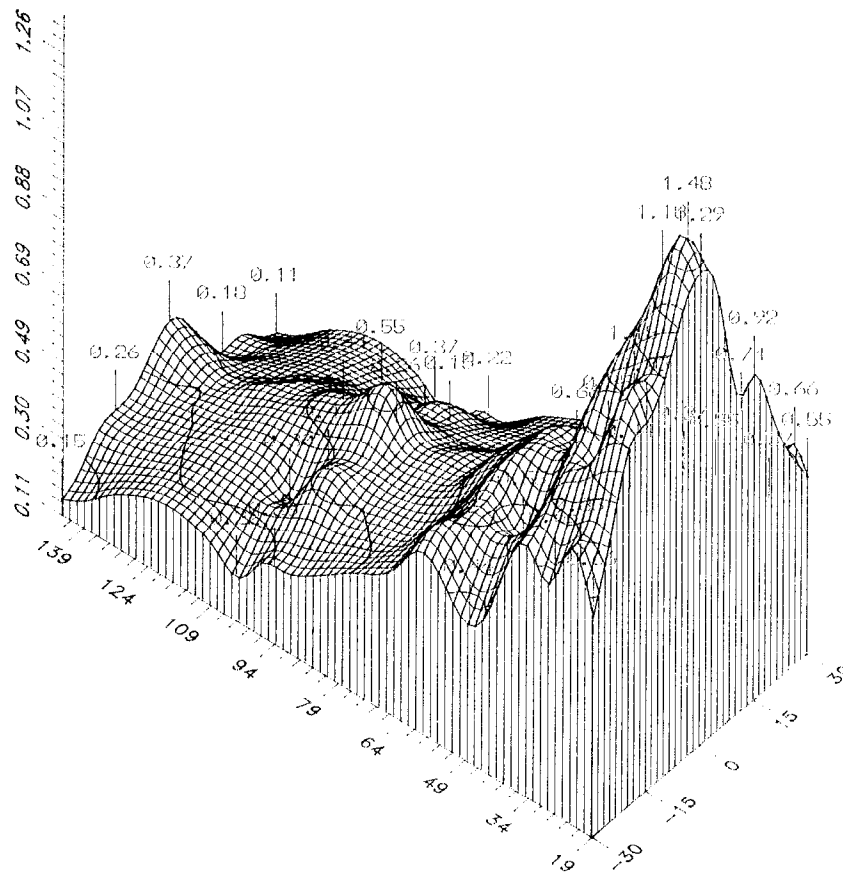


кількість інтерференційних смуг, які переміщуються через конкретну визначену точку на поверхні об'єкта.

Цим визначають величину складової вектора мікродеформації навантаженого тіла в пошуковому напрямку. Обертаючи голограму навколо осі Y визначають складову вектора мікродеформації в напрямку осі X, і навпаки - обертаючи навколо X отримують складову вектора в напрямку Y. Величину складової вектора мікродеформації в напрямку осі Z визначали підрахунком кількості інтерференційних смуг на проміжку від нульового рівня до заданої точки .

Отримавши числове значення трьох складових вектора мікродеформації, їх напрями в просторі, можливо визначити величину загального вектора мікродеформації і зв'язаного з ним напруження. Використовуючи значення складових вектора, описали фізичний процес мікродеформування за допомогою математичних моделей– рис. 3.

Мікродеформація, мкм



Координати X,Y, мм

Рисунок 3 – Математична модель, яка описує поверхню мікродеформації деталі

Досліджуючи величину кореляції між експериментальними і розрахунковими даними, встановлено її значення, яке для кристалічних тіл не задовольняло твердження про адекватність отриманих математичних моделей реальному процесу. Висунуто гіпотезу про поділ дослідної поверхні на менші ділянки, які охоплювали межі поверхні дослідного виробу із врахування властивостей пограничних зон. В цілому, поверхню інтерференційного поля розбивали на рівномірні за значимістю ділянки, на яких проходять смуги рівних величини мікродеформації.

З метою уточнення проведених розрахунків було застосовано метод розсікаючих площин. За допомогою цього методу отриману голограму розсікали площинами  $X-X^1$  і  $Y-Y^1$ , поділяючи існуючі поверхні компонентів вектора мікротреформацій на менші, відповідно із меншою кількістю значень. На базі отриманих даних проводили

апроксимацію їх новими тримірними площинами і встановлювали їх адекватність реальним процесам. Отримані математичні моделі представлено рівняннями 1 – 6 за однією складовою вектора мікродеформації. Розсікаючи площини було розміщено із рівномірними інтервалами.

При  $0 \leq y \leq 20$

$$U_1 = f(x, y) = 0,001422 + (4,18 E-10) \cdot X^4 + (5,77 E-9) \cdot Y^4 - (5,77 E-10) X^3 \cdot Y - (2,9 E-10) \cdot X \cdot Y^3 - (2,6 E-10) \cdot X^2 \cdot Y^2 + (2,69 E-9) \cdot X^3 + (4,86 E-7) \cdot Y^3 + (1,68 E-8) \cdot X^2 \cdot Y + (1,08 E-8) X Y^2 - (9,2 E-7) X^2 - (1,9 E-5) \cdot Y^2 + (3,46 E-7) \cdot X \cdot Y - (5,6 E-7) X + 0,000119 Y \quad (1)$$

$r^2 = 0,959$ ;  $F_{отр} = 10 > F_{кр} = 3,59$ , чим підтверджується адекватність.

При  $30 \leq y \leq 80$

$$U_2 = f(x, y) = 0,004655 - (1,1 E-9) \cdot X^4 - (3,2 E-10) \cdot Y^4 - (6,9 E-11) \cdot X^3 \cdot Y - (3,7 E-11) \cdot X \cdot Y^3 - (9,5 E-10) \cdot X^2 \cdot Y^2 - (2,4 E-9) \cdot X^3 + (4,14 E-8) \cdot Y^3 + (1,12 E-7) X^2 \cdot Y - (1,7 E-6) \cdot X^2 - (9 E-9) \cdot X \cdot Y^2 + (2,84 E-8) \cdot Y^2 + (1,26 E-6) \cdot X \cdot Y - (2,3 E-5) \cdot X - 0,00015 \cdot Y \quad (2)$$

$r^2 = 0,951$ ;  $F_{отр} = 6 > F_{кр} = 3,59$ , чим підтверджується адекватність.

При  $90 \leq y \leq 110$

$$U_3 = f(x, y) = 0,013898 - (6,1 E-10) \cdot X^4 - (2,3 E-10) \cdot Y^4 - (9,7 E-11) \cdot X^3 \cdot Y + (9,5 E-12) \cdot X \cdot Y^3 + (1,43 E-10) \cdot X^2 \cdot Y^2 + (2,05 E-8) \cdot X^3 + (4,3 E-8) \cdot Y^3 - (2,8 E-8) \cdot X^2 \cdot Y - (2,5 E-9) X Y^2 + (2,15 E-6) X^2 - (6,3 E-7) \cdot Y^2 + (2,1 E-7) \cdot X \cdot Y + (2,62 E-5) \cdot X - 0,00027 \cdot Y \quad (3)$$

$r^2 = 0,831$ ;  $F_{отр} = 4,6 > F_{кр} = 3,59$ , чим підтверджується адекватність.

При  $140 \leq y \leq 160$

$$U_4 = f(x, y) = -0,01448 - (3,2 E-10) \cdot X^4 + (1,93 E-11) \cdot Y^4 + (2,36 E-10) \cdot X^3 \cdot Y + (2,09 E-10) \cdot X \cdot Y^3 + (5,83 E-10) \cdot X^2 \cdot Y^2 - (2,9 E-8) \cdot X^3 - (1 E-8) \cdot Y^3 - (2 E-7) \cdot X^2 \cdot Y - (9,9 E-9) \cdot X \cdot Y^2 + (1,74 E-5) \cdot X^2 + (1,06 E-6) Y^2 - (1,1 E-5) \cdot X \cdot Y + 0,001134 \cdot X + 0,00011 \cdot Y \quad (4)$$

$r^2 = 0,915$ ;  $F_{отр} = 4,64 > F_{кр} = 3,59$ , чим підтверджується адекватність.

При  $170 \leq y \leq 220$

$$U_5 = f(x, y) = -0,01747 - (7,7 E-11) \cdot X^4 + (5,89 E-12) \cdot Y^4 - (1,4 E-10) \cdot X^3 \cdot Y - (1,2 E-11) \cdot X \cdot Y^3 + (8,33 E-11) \cdot X^2 \cdot Y^2 + (3,41 E-8) \cdot X^3 - (3,5 E-10) \cdot Y^3 - (2,9 E-8) \cdot X^2 \cdot Y + (2,23 E-9) \cdot X \cdot Y^2 + (2,56 E-6) \cdot X^2 - (1 E-6) Y^2 + (5,61 E-7) \cdot X \cdot Y - 0,0001 \cdot X + 0,000262 \cdot Y \quad (5)$$

$r^2 = 0,888$ ;  $F_{отр} = 3,64 > F_{кр} = 3,59$ , чим підтверджується адекватність.

При  $230 \leq y \leq 250$

$$U_6 = f(x, y) = 0,000162 + (9,34 E-11) \cdot X^4 - (1,8 E-11) \cdot Y^4 + (5,28 E-10) \cdot X^3 \cdot Y - (8,5 E-11) \cdot X \cdot Y^3 + (2,36 E-9) \cdot X^2 \cdot Y^2 - (1,3 E-7) \cdot X^3 + (1,08 E-8) \cdot Y^3 - (1,1 E-6) \cdot X^2 \cdot Y + (4,27 E-8) \cdot X \cdot Y^2 + 0,000136 \cdot X^2 - (2,1 E-6) \cdot Y^2 - (5,7 E-6) \cdot X \cdot Y + (8,74 E-5) \cdot X + 0,000129 \cdot Y \quad (6)$$

$r^2 = 0,892$ ;  $F_{отр} = 3,84 > F_{кр} = 3,59$ , чим підтверджується адекватність.

**Висновок.** Таким чином, проведені теоретичні та експериментальні дослідження дозволили встановити можливість реалізації голографічних методів для визначення деформаційного стану деталей при встановленні допустимих і граничних параметрів технічного стану деталей сільськогосподарських машин. Визначені (математичні моделі) кореляційні рівняння адекватно описують реальні процеси, які проходять в момент деформування деталей дають, тим самим, визначати їх граничний стан і прогнозувати залишковий ресурс.

## Список літератури

1. Ерф Р. К. Голографические неразрушающие исследования. /Пер. с англ.. - М.: Машиностроение, 1979. - 446 с.
2. Островский Ю.И. Голография и ее применение. - Л.: Наука, 1973, - 320 с.
3. Карабинеш С.С. Определение величины микродеформации нагруженного тела голографическим методом//М.:Контроль, Диагностика. № 4. 2008. –С. 35-41.
4. Boone P, Vanspeybroeck Ph., Karabinesh S.S. Brittle crack propagation in plastics pipes analyzed by holographic interferometry.- Brussels, Nondestructive testing and image processing, S.S., 1993. - Session 5 - P.325-334.

*А.Бойко, С. Карабинеш, М.Пенкин*

**Особенности определения величины микродеформирования поверхности детали под действием внешней нагрузки спекл-интерферометрией**

Аннотация. В статье приведена методика получения и обрабатывания информации из голограмм, которые получены с помощью спекл-интерферометрии, кристаллических тел, стальных пластин. Доказана необходимость деления голографического изображения детали на несколько составляющих и разрабатывания математических моделей для каждой из них.

*A.Boyko, S.Karabinesh, M. Penkin*

**Features of determination of value of microstrain of surface of detail under the action of the external loading speckle-interferometry**

Annotation. There is the method of receipt and treatment of information is resulted from holograms which are fixed for help speckle-interferometry, crystalline bodies, steel's plates. The necessity of division of holographic image of detail is well-proven on a few the constituents and development of mathematical models for each of them in the article

Одержано 14.09.11

**УДК 631.363.**

**В.В. Шимелюк, асп., І.М. Бендера, проф., д-р пед. наук, канд. техн. наук**

*Подільський державний аграрно-технічний університет*

## Оптимізація форми молотильних елементів пристрою для обмолоту качанів кукурудзи

Проаналізовано динаміку качанів кукурудзи в центробіжному теребильному апараті і запропоновано оптимальну форму ударних елементів.

**оптимізація, активізація, ударні елементи, кукурудзяний качан, сила тиску, навантаження, стан рівноваги**

В останні роки відбувся перерозподіл поголів'я тварин із суспільного в індивідуальний сектор. Виникла потреба готувати кормову суміш із компонентів в примітивних умовах, практично без наявності будь-якої техніки. Одним із компонентів раціону тварин є зерно кукурудзи, яке одержують після обмолоту качанів. Ця культура має велике значення як високо енергетичний корм для всіх видів тварин та птахів. Для того, щоб збалансувати корм за науково обґрунтованими раціонами, необхідно мати у складі комбікормів не менше 30-40 % високо енергетичного зерна кукурудзи. У наш

## Список літератури

1. Ерф Р. К. Голографические неразрушающие исследования. /Пер. с англ.. - М.: Машиностроение, 1979. - 446 с.
2. Островский Ю.И. Голография и ее применение. - Л.: Наука, 1973, - 320 с.
3. Карабинеш С.С. Определение величины микродеформации нагруженного тела голографическим методом//М.:Контроль, Диагностика. № 4. 2008. –С. 35-41.
4. Boone P, Vanspeybroeck Ph., Karabinesh S.S. Brittle crack propagation in plastics pipes analyzed by holographic interferometry.- Brussels, Nondestructive testing and image processing, S.S., 1993. - Session 5 - P.325-334.

*А.Бойко, С. Карабинеш, М.Пенкин*

**Особенности определения величины микродеформирования поверхности детали под действием внешней нагрузки спекл-интерферометрией**

Аннотация. В статье приведена методика получения и обрабатывания информации из голограмм, которые получены с помощью спекл-интерферометрии, кристаллических тел, стальных пластин. Доказана необходимость деления голографического изображения детали на несколько составляющих и разрабатывания математических моделей для каждой из них.

*A.Boyko, S.Karabinesh, M. Penkin*

**Features of determination of value of microstrain of surface of detail under the action of the external loading speckle-interferometry**

Annotation. There is the method of receipt and treatment of information is resulted from holograms which are fixed for help speckle-interferometry, crystalline bodies, steel's plates. The necessity of division of holographic image of detail is well-proven on a few the constituents and development of mathematical models for each of them in the article

Одержано 14.09.11

**УДК 631.363.**

**В.В. Шимелюк, асп., І.М. Бендера, проф., д-р пед. наук, канд. техн. наук**

*Подільський державний аграрно-технічний університет*

## Оптимізація форми молотильних елементів пристрою для обмолоту качанів кукурудзи

Проаналізовано динаміку качанів кукурудзи в центробіжному теребильному апараті і запропоновано оптимальну форму ударних елементів.

**оптимізація, активізація, ударні елементи, кукурудзяний качан, сила тиску, навантаження, стан рівноваги**

В останні роки відбувся перерозподіл поголів'я тварин із суспільного в індивідуальний сектор. Виникла потреба готувати кормову суміш із компонентів в примітивних умовах, практично без наявності будь-якої техніки. Одним із компонентів раціону тварин є зерно кукурудзи, яке одержують після обмолоту качанів. Ця культура має велике значення як високо енергетичний корм для всіх видів тварин та птахів. Для того, щоб збалансувати корм за науково обґрунтованими раціонами, необхідно мати у складі комбікормів не менше 30-40 % високо енергетичного зерна кукурудзи. У наш

час із кукурудзи виробляють близько 3500 видів продукції. Тому збільшення обсягів виробництва зерна кукурудзи є одним із перспективних завдань сільського господарства. Для вирішення цього завдання необхідно підвищувати ефективність виконання технологічних процесів виробництва і обробки зерна кукурудзи шляхом удосконалення існуючої та створення нової, більш ефективної техніки. Промисловість випускає ручні перебілки качанів кукурудзи, що не сприяє суттєвому підвищенню продуктивності праці, а механічні, тобто з електроприводом, призначені для великих об'ємів, та і не доступні по вартості. Тому виникла потреба у пошуках технічних рішень, які дозволили б механізувати цей процес. В даній роботі запропонований дисковий пристрій для обмолоту качанів кукурудзи і теоретично обґрунтовуються його оптимальні параметри і режими роботи.

Сучасний стан механізації технологічного процесу обмолоту качанів кукурудзи доводить необхідність розробки пристрою для обмолоту качанів кукурудзи з раціональним розподілом сил удару і тертя в молотильній камері, здатних обмолочувати качани всіх цільових призначень.

Теоретичні та практичні основи для вивчення технологічного процесу обмолоту качанів кукурудзи викладено в працях відомих учених: І.Н. Гурова, А.І. П'янкова, Ло-Эр-Чжєня, Кликовича Ришарда, Н.В. Серьожіної, Т.К. Тоганбаєва, С.Ф. Вольвака, В.І. Корчагіна та ін.[1,2,3,4,5,6,7,8]

З аналізу способів, робочих органів пристроїв для обмолоту качанів кукурудзи і наукових праць учених було з'ясовано, що конструкції робочих органів пристроїв для обмолоту качанів кукурудзи та швидкість руху їх впливають на продуктивність, витрати потужності на обмолот, а також якість обмолоченого зерна і вивчення їх недостатнє. Це знижує рівень технічної досконалості пристроїв для обмолоту качанів кукурудзи та ефективність технологічного процесу їх обмолоту.[7]

В основному наукові дослідження проводились в напрямі вивчення технологічного процесу обмолоту качанів кукурудзи. Тому виникла необхідність проведення теоретичних та експериментальних досліджень технологічного процесу обмолоту качанів кукурудзи з метою розробки конструкції та рекомендацій щодо використання у виробництві нового пристрою для обмолоту качанів кукурудзи, здатного одночасно обмолочувати качани різних розмірів та всіх цільових призначень відповідно до агровиимог із максимальною продуктивністю, мінімальними енергоємністю та матеріаломісткістю.

Не вирішеними раніше залишаються питання розробки пристроїв, в яких при попаданні в молотильну камеру качанів різних розмірів сила взаємодії їх з робочими органами була величиною постійною, а також розміщення качанів.

Опираючись на отримані результати наукових досліджень наведених авторів та виходячи з особливостей обмолоту качанів кукурудзи, як об'єкту, необхідності удосконалення робочих органів, як предмету, метою наукових досліджень є покращення якості обмолоту та пошуки ефективної конструктивно-технологічної схеми пристрою для обмолоту качанів кукурудзи.

Відповідно до об'єкту, предмету та мети визначені наступні завдання досліджень:

- запропонувати конструкцію пристрою для одночасного обмолоту качанів кукурудзи різних розмірів;

- оптимізувати форми молотильних елементів, з метою покращення обмолоту ;

Оптимізаційні процеси в будь-якій системі починають з детального аналізу динамічних властивостей системи, які залежать від конструктивних особливостей і фізико-механічних властивостей всіх складових розглядуваної системи. Зрозуміло, що реально використовуванні на тваринницьких фермах технологічні системи є досить складними, взаємодії між окремими елементами таких систем є багатofакторними. Це

приводить до необхідності будувати математичні моделі не дуже високих рівнів, застосовуючи при цьому різного роду абстракції, ідеалізації, усереднення і т.п.

Розглядуваний пристрій являє собою жорсткий циліндр з внутрішнім радіусом  $R$ , який розміщений під кутом  $\beta$  до горизонту (діюча модель випробовувалась при куті  $\beta=90^\circ$ ). В середину завантажуються кукурудзяні качани загальною масою  $M$ . Кукурудзяний качан являє собою циліндр довжиною  $L < 2R$  і радіусом  $r$ . Якщо прийняти середню густину качана  $\rho$ , то кількість шарів в установці рівна:

$$N \geq \frac{M}{\pi^2 \cdot r \cdot R^2 \cdot \rho}. \quad (1)$$

Дійсно об'єм одного качана  $V_1 = \pi \cdot r^2 \cdot L$ , а його маса  $m_1 = V_1 \cdot \rho = \pi \cdot r^2 \cdot L \cdot \rho$ . Кількість качанів, які завантажуються в циліндр, рівна:

$$N = \frac{M}{m_1} = \frac{M}{\pi \cdot r^2 \cdot L \cdot \rho}.$$

Площа проекції одного качана на дно рівна  $S_1 = 2 \cdot r \cdot L$ , а площа для циліндра рівна  $S = \pi \cdot R^2$ .

Зрозуміло, що число качанів, які дотикаються до дна не перевищують  $n$ , де

$$n < \frac{S}{S_1} = \frac{\pi \cdot R^2}{2 \cdot r \cdot L}.$$

Розділивши  $N$  на  $n$ , отримаємо вираз (1).

Сила тиску завантаженої маси на дно рівна  $M \cdot g$ , де  $g$  - прискорення вільного падіння. Якщо усереднений коефіцієнт тертя між кукурудзяними качанами і дном циліндра прийняти рівним  $K$  (Кулонівська теорія), то сила тертя буде рівною  $F_m = K \cdot M \cdot g$ . Дно циліндра обертається з кутовою швидкістю  $\omega$  і на ньому жорстко закріпленні гребнеподібні елементи, призначенні для луцення (а можливо і для часткового подрібнення зерна – радіально). Це приводить, по-перше, до появи відцентрової сили  $F$ , яка відкидає качани до внутрішньої стінки циліндра і надає рухомій масі  $M$  певної просторової структури, а по-друге, надає їй властивостей «киплячого шару» [9].

Навантаження з боку ударних елементів, яке необхідне для витереблювання зерен, залежить від розміщення качанів в барабані. Розглянемо два стани рівноваги качана в барабані – по хордах (стійка рівновага) і радіальна (нестійка). Для цих ситуацій потенціальні енергії качана в колі відцентрових сил відносно внутрішньої стінки кожуха рівні:

$$\begin{aligned} \Pi_x &= \frac{\pi}{8} \cdot r^2 \cdot \omega^2 \cdot \rho \sqrt{4 \cdot R^2 - L^2} (16 \cdot R^2 - L^2 - 4 \sqrt{4 \cdot R^2 - L^2} \cdot R); \\ \Pi_r &= \frac{\pi}{6} \cdot r^2 \cdot \omega^2 \cdot \rho (3 \cdot R - 2 \cdot L) \cdot L^2. \end{aligned} \quad (2)$$

Отримаємо вираз (2) для чого розглянемо елемент  $dm$  качана. Очевидно:

$$\begin{aligned} dm &= \rho \cdot \pi \cdot r^2 \cdot x \cdot d\alpha, \\ dF &= \omega^2 \sqrt{R^2 - \frac{L^2}{4}} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} dm, \end{aligned}$$

де  $dF$  - відцентрова сила, яка діє на елемент  $dx$ .

Крім того:

$$x = \sqrt{R^2 - \frac{L^2}{4}} \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

Обчислимо потенціальну енергію, яка діє на елемент  $dm$ :

$$d\Pi_x = \left( R - \frac{\sqrt{R^2 - \frac{L^2}{4}}}{\cos \alpha} \right) dF = \left( R - \frac{\sqrt{R^2 - \frac{L^2}{4}}}{\cos \alpha} \right) \cdot \omega^2 \sqrt{R^2 - \frac{L^2}{4}} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} \cdot \rho \cdot \pi \cdot r^2 \sqrt{R^2 - \frac{L^2}{4}} \cdot \operatorname{tg} \alpha =$$

$$= \pi \cdot r^2 \cdot R \cdot \omega^2 \left( R^2 - \frac{L^2}{4} \right) \cdot \rho \cdot \frac{\sin \alpha}{\cos^2 \alpha} \cdot d\alpha - \pi \cdot r^2 \cdot \omega^2 \cdot \rho \cdot \left( R^2 - \frac{L^2}{4} \right)^{\frac{3}{2}} \cdot \frac{\sin \alpha}{\cos^3 \alpha} d\alpha.$$

Тоді

$$\Pi_x = 2 \int_0^{\alpha_0} d\Pi = 2\pi r^2 R \omega^2 \left( R^2 - \frac{L^2}{4} \right) \rho \int_0^{\alpha_0} \frac{\sin \alpha}{\cos^2 \alpha} d\alpha - 2\pi r^2 \omega^2 \rho \left( R^2 - \frac{L^2}{4} \right)^{\frac{3}{2}} \int_0^{\alpha_0} \frac{\sin \alpha}{\cos^3 \alpha} d\alpha.$$

$$\alpha_0 = \arcsin \frac{L}{2R}.$$

Інтегрування і нескладні перетворення дають:

$$\Pi_x = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot r \cdot \omega \cdot \rho \cdot \sqrt{1 - \frac{L^2}{4R^2}} (16R^2 - L^2 - 4\sqrt{4R^2 - L^2}) =$$

$$= \frac{1}{8} \cdot \pi \cdot r^2 \cdot \omega^2 \cdot \rho \cdot \sqrt{4R^2 - L^2} (16R^2 - L^2 - 4\sqrt{4R^2 - L^2}).$$

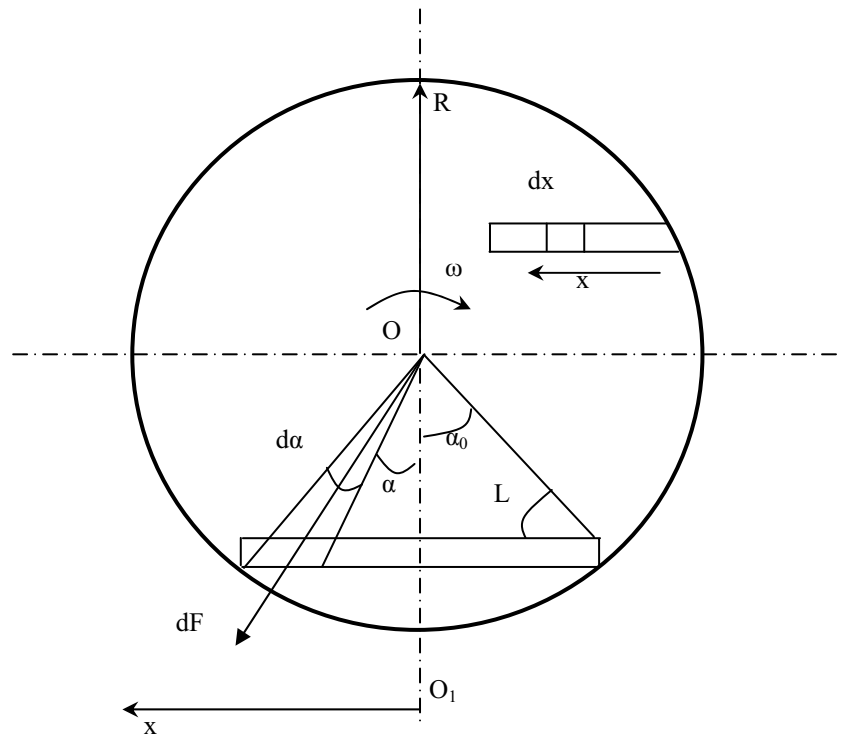


Рисунок 1 – Робоча схема

У випадку радіального розміщення качана (Рис. 1) на елемент  $dx$  діє відцентрова сила  $dF = \rho \cdot \pi \cdot r^2 \cdot (R - x) \cdot dx \cdot \omega^2$ .

Потенціальна енергія цього елемента:

$$d\Pi_r = x \cdot dF = \pi \cdot r^2 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (R - x)x \cdot dx.$$

Повна потенціальна енергія рівна:

$$\Pi_r = \int_0^L d\Pi_r = \pi \cdot r^2 \cdot \rho \cdot \omega^2 \int_0^L x(R-x)dx = \pi \cdot r^2 \cdot \rho \cdot \omega^2 \left[ R \frac{x^2}{2} - \frac{x^3}{3} \right]_0^L = \frac{\pi \cdot r^2 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot L^2}{6} (3R - 2L).$$

Покажемо, що хордове розміщення качанів має меншу потенціальну енергію, ніж радіальне. Для цього складемо наступне відношення:

$$\frac{\Pi_x}{\Pi_r} = \frac{3}{8} \frac{\sqrt{1-x^2} (4-x^2-2\sqrt{1-x^2})}{x^2(3-x)}; \quad x = \frac{L}{2R}.$$

Нескладний, але досить громіздкий аналіз показує, що виконується умова:

$$\Pi_x < \Pi_r \text{ при } L < 2R.$$

Легко бачити, що при  $L < 2 \cdot R$  виконується умова  $\Pi_x < \Pi_r$ , тобто переважна більшість качанів розміщуються по хордах. Отже, силові розрахунки слід орієнтувати на саме таке розміщення.

Зерна в качані являють собою паралелепіпеди, які утворюють періодичну структуру як по твірних циліндра, так і кругах (Рис. 2). Нижня частина утримується силою  $T$  в стрижні, а три бічні грані дотикаються до інших аналогічних зерен. З точки зору теорії пружності зернини в качані можна розглядати як жорсткий паралелепіпед, консольно закріплений і такий, що знаходиться на штучній основі. Аналіз процесу відриву зернин досить складний як з точки зору математичних викладок, так і з точки зору теорії пружності.

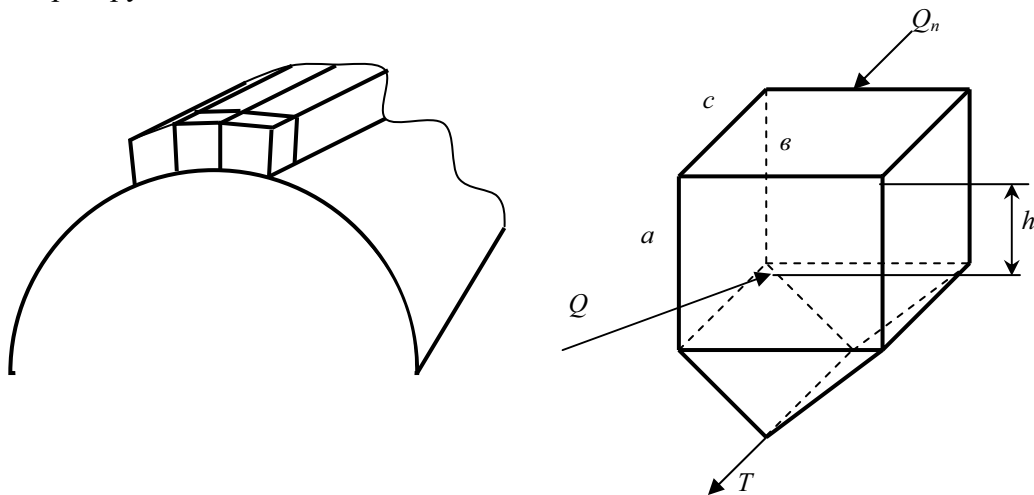


Рисунок 2 – Розрахункова схема

Крім того, на сьогоднішній день відсутня як теоретична, так і експериментальна математична модель об'єкта «зернина кукурудзи».

Нехай висота ударного елемента рівна  $h$  і ударна сила рівна  $Q$ . Ця сила визначається часом деформації стану зернини  $\tau$  і зміною імпульсу самого качана  $\Delta P = M_1 \cdot \Delta V$ , де  $M_1$  - маса качана,  $\Delta V$  - зміна швидкості качана в результаті удару, ця зміна залежить від  $\omega$ ,  $M$  і коефіцієнта тертя. Реакція пружної основи рівна  $Q_n$ , ця реакція прикладена в вершині зернини.  $Q_n$  залежить від фізико-механічних властивостей зерен. Запишемо рівняння, з яких визначимо умови відриву зернини:



$$\begin{cases} Q - Q_n - T \geq 0 \\ Q_n \cdot a - Q \cdot h - M \geq 0 \end{cases}$$

Звідки знаходимо силу  $T$ , яка необхідна для відриву:

$$T < Q - Q_n.$$

Тоді

$$h < \frac{Q_n a - M}{Q} = \frac{Q_n}{Q} a - \frac{M}{Q}.$$

Крім того, виконується умова  $h > 0$  і  $h < a$ . Ці дві умови дають граничні значення утримуючого моменту:

$$(Q_n - Q) \cdot a < M < Q_n \cdot a.$$

Тоді отримуємо:  $Q < h < a$ , тобто висота  $h$  не повинна перевищувати висоту зернини  $a$ . Нехай висота ударного елемента рівна  $h$ , а ударна сила рівна  $Q$ . Тоді тиск на зернину рівний:

$$\sigma = \frac{Q}{h \cdot c} \leq [\sigma],$$

де  $[\sigma]$  - допустиме зусилля кришення зернини. Якщо кришення при витереблюванні недостатнє, то:

$$a > h \geq \frac{Q}{c \cdot [\sigma]}.$$

Пристрій запропонованої конструкції значно краще обмолочує качани кукурудзи різних розмірів, з меншими пошкодженнями зернового матеріалу.

Запропонована вище математична модель оптимізації розмірів ударного елемента для витереблювання зерен кукурудзи є моделлю нульового рівня. Це зумовлено як широким розкидом параметрів задачі, так і відсутністю моделі «кукурудзяне зерно». Розглянута задача, безумовно, може бути поглиблена і допускає різного роду модифікації.

Подальшими напрямками досліджень слід рахувати визначення висоти завантажувального шару

## Список літератури

1. Гуров И.Н. Механико-технологические основы обмолота кукурузы: автореф. дис. на соискание учен. степени д-ра техн. наук / И.Н. Гуров. - Н., 1965. - 37 с.
2. Пьянков А.И. Физико-механические свойства зерна кукурузы в различные фазы спелости. // Сб. тр. Теоретические и экспериментальные исследования рабочих органов кукурузоуборочных машин. 1966. Вып. 47. - М.: ВИСХОМ.
3. Ло-Эр-Чжень. Исследование процесса обмолота початков кукурузы, поступающих в молотильное устройство вместе со стеблями: автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук / Ло-Эр-Чжень. - Ростов-на-Дону, 1962. - 17 с.
4. Кликович Рышард. Исследование процесса обмолота кукурузы: дис ... канд. техн. наук: 05.05.11 / Кликович Рышард. - Х., 1959. - 149 с.
5. Сережина Н.В. Исследование винтового молотильного устройства на обмолоте початков кукурузы: автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук / Н.В. Сережина. - Кишинев, 1967. - 21 с.
6. Тоганбаев Т.К. Исследование процесса обмолота кукурузы штифтовыми и лопастными барабанами: автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук / Т.К. Тоганбаев. - Ростов-на-Дону, 1967. - 21 с.
7. Вольвак С.Ф. Обґрунтування технологічного процесу і параметрів робочих органів гнучкого універсального малогабаритного кормоприготувального агрегату у варіанті подрібнення грубих кормів: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01/ Вольвак Сергій Федорович. - Л., 1998. - 244 с.

8. Корчагин В.И. Исследование процесса обмолота початков кукурузы бильным молотильным аппаратом с активной декой: автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук: 05.20.01. / В.И. Корчагин. - Краснодар, 1977. - 20 с.
9. Андреев А.А. Эффект «кипящего слоя» и его применение в корнеклубнеуборочных сепарирующих устройствах / Андреев А.А., Бендера И.Н., Федирко П.П. ; Материалы II Международной конференции «Применение колебаний в технологиях», Винница: - 1994, - с. 63-64.

В. Шимелюк, И. Бендера

**Оптимизация формы молотильных элементов приспособления для обмолота початков кукурузы**

Проанализировано динамику початков кукурузы в центростремительном теребильном аппарате и предложено оптимальную форму ударных элементов.

V. Chimelyuk, I. Bendera

**Optimization of form of thresh elements of device is for threshing of cobs**

The dynamics of cobs is analysed in the center of obizhnomu terebil'nomu vehicle and the optimum form of shock elements is offered.

Одержано 12.09.11

**УДК 629.631.554**

**А.І.Бойко, проф., д-р техн. наук. Л.А.Савченко, інж.**

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

## Перспективи підвищення стійкості руху машинно-тракторних агрегатів

Досягнути задовільної керованості жнивального МТА з боковою навіскою можна різними технічними засобами, пов'язаними з удосконаленням як енергозасобу, так і самої жниварки. В статті описано перспективи підвищення стійкості руху машинно-тракторних агрегатів.

**гідромотор, жниварка, енергозасіб, автоматичне керування**

Проблемі стійкості руху мобільних технічних систем присвячено велика кількість досліджень [1,2,3]. В залежності від галузі промисловості і поставленої мети ця проблема може вирішуватися для підвищення керованості агрегатів, зниження енергоємності руху, збільшення продуктивності або покращення якості виконання технологічних операцій.

В сільському господарстві стійкість руху польових агрегатів відіграє особливу роль так, як з її підвищенням одночасно вирішується весь комплекс перерахованих завдань. Крім того, ця проблема потребує особливої уваги ще й тому, що технології сільськогосподарського виробництва при проведенні польових робіт в ряді випадків передбачають бокову асиметричну навіску сільськогосподарської машини відносно енергетичного засобу. При такій комплектації машинно-тракторного агрегату (МТА) виникають додаткові реактивні сили і моменти.

Відомі конструкції регулювання крутних моментів по бортам гусеничного трактора, що працює на оранці з багатокорпусним плугом [3]. Нові можливості автоматизації керування рухом асиметричних МТА при виконанні польових робіт

8. Корчагин В.И. Исследование процесса обмолота початков кукурузы бильным молотильным аппаратом с активной декой: автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук: 05.20.01. / В.И. Корчагин. - Краснодар, 1977. - 20 с.
9. Андреев А.А. Эффект «кипящего слоя» и его применение в корнеклубнеуборочных сепарирующих устройствах / Андреев А.А., Бендера И.Н., Федирко П.П. ; Материалы II Международной конференции «Применение колебаний в технологиях», Винница: - 1994, - с. 63-64.

В. Шимелюк, И. Бендера

**Оптимизация формы молотильных элементов приспособления для обмолота початков кукурузы**

Проанализировано динамику початков кукурузы в центростремительном теребильном аппарате и предложено оптимальную форму ударных элементов.

V. Chimelyuk, I. Bendera

**Optimization of form of thresh elements of device is for threshing of cobs**

The dynamics of cobs is analysed in the center of obizhnomu terebil'nomu vehicle and the optimum form of shock elements is offered.

Одержано 12.09.11

**УДК 629.631.554**

**А.І.Бойко, проф., д-р техн. наук. Л.А.Савченко, інж.**

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

## Перспективи підвищення стійкості руху машинно-тракторних агрегатів

Досягнути задовільної керованості жнивального МТА з боковою навіскою можна різними технічними засобами, пов'язаними з удосконаленням як енергозасобу, так і самої жниварки. В статті описано перспективи підвищення стійкості руху машинно-тракторних агрегатів.

**гідромотор, жниварка, енергозасіб, автоматичне керування**

Проблемі стійкості руху мобільних технічних систем присвячено велика кількість досліджень [1,2,3]. В залежності від галузі промисловості і поставленої мети ця проблема може вирішуватися для підвищення керованості агрегатів, зниження енергоємності руху, збільшення продуктивності або покращення якості виконання технологічних операцій.

В сільському господарстві стійкість руху польових агрегатів відіграє особливу роль так, як з її підвищенням одночасно вирішується весь комплекс перерахованих завдань. Крім того, ця проблема потребує особливої уваги ще й тому, що технології сільськогосподарського виробництва при проведенні польових робіт в ряді випадків передбачають бокову асиметричну навіску сільськогосподарської машини відносно енергетичного засобу. При такій комплектації машинно-тракторного агрегату (МТА) виникають додаткові реактивні сили і моменти.

Відомі конструкції регулювання крутних моментів по бортам гусеничного трактора, що працює на оранці з багатокорпусним плугом [3]. Нові можливості автоматизації керування рухом асиметричних МТА при виконанні польових робіт

відкривають системи побудовані на досягненнях гідравліки і електроніки в тому числі і процесорної техніки.

Очевидно майбутні досягнення в стабілізації руху МТА при асиметричній дії сил пов'язані насамперед з розробкою слідкуючих і керуючих автоматизованих систем обладнаних зворотними зв'язками на відхилення траєкторії. Впровадження таких систем в механізації польових робіт приведе до зменшення енерговитрат на переміщення МТА, дозволить досягнути кращої керованості при поліпшенні умов праці оператора. Збільшення стійкості руху приблизить реальну траєкторію переміщення МТА до прямої лінії. Тим самим відкривається можливість зменшення ширини гарантованого перекриття суміжних смуг при проходах агрегату. Це дає можливість додаткового підвищення продуктивності виконуваних польових робіт, без негативного впливу на стійкість переміщення агрегату.

В динаміці руху МТА балансує на межі зрівноваженості і будь-яке навіть незначне відхилення від цього положення приводить до його бокових зміщень.

Як правило, положення рівноваги без застосування спеціальних технічних заходів досягається за рахунок майстерності керування агрегатом. Це потребує постійної уваги і відповідних дій з боку механізатора.

Однак, даже в такому випадку стійкість руху забезпечується шляхом подолання додаткових зусиль на переміщення дещо повернутих передніх коліс трактора.

Таким чином, компоновочні рішення МТА з боковою навіскою не можна вважати досконалими як з енергетичних витрат, так і з позицій ефективності виконання технологічних процесів.

Існуючий досвід експлуатації подібних рухомих агрегатів асиметричним розподілом навантажень показує, що є різні технічні засоби компенсації зусиль. Як правило, вони пов'язані з диференціацією розподілу крутних моментів і рушіїв з ускладненням приводу.

## Список літератури

1. Бледных В.В. Влияние неравномерности рел'ефа поля на устойчивость хода полунавесного плуга.//В кн.: Почвообрабатывающие машины и динамика агрегатов. Труды ЧИМЭСХ Южно-Уральское кН. Изд-во.-1973.- вып.33.-С.138-147.
2. Бартаханов П.Б. Исследования устойчивости движения и управления колесного агрегата в условиях эксплуатации.// В кн.: Научные основы повышения рабочих скоростей МТА.-М.: Колос, -1965.- С.14-16.
3. Авдеев А.В. Козубов В.П. Тенденции развития конструкций валковых жаток // Достижение науки и техники АПК.- 1999.- №4.-С.15-17.

*А.Бойко, Л.Савченко*

### **Перспективы повышения устойчивости движения машинно-тракторных агрегатов**

Достичь удовлетворительной управляемости жатвенного МТА с боковой навеской можно разными техническими средствами, связанными с совершенствованием как энергосредства, так и самой жатки. в статье описаны перспективы повышения устойчивости движения машинно-тракторных агрегатов.

*A.Boyko, L. Savchenko*

### **Prospects for increasing resistance movement tractor operated machinery**

Achieve a satisfactory controllability reaping AIT side hitch can be a variety of technical means, associated with the improvement of both power machine, and most headers. The article describes the prospects for improving the stability of motion of tractor units.

Одержано 20.09.11

УДК 631.331.54

**М.О. Свірень, проф., канд. техн. наук, С.М. Лещенко, доц., канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

**А.І. Бойко, проф., д-р техн. наук, О.О. Банний, асп.**

*Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ*

## Результати експериментальних досліджень роботи висіваючих апаратів посівних машин для систем точного землеробства

В статті приведені результати експериментальних досліджень роботи висіваючих апаратів посівних машин для систем точного землеробства. Проаналізовано якість присмоктування насіння до висіваючого диску залежно від форми комірки та степені розрідження у вакуумній камері висіваючого апарату. Запропоновано нову тороїдальну подовжену форму присмоктуючої комірки, та приведені результати її роботи на насінні різних культур. Наведені результати дослідження впливу зміни діаметру комірки під час її забивання пилом на якість присмоктування. Дані результати порівняльних випробувань серійної посівної секції та посівної секції із запропонованою формою комірок.

**висіваючі апарати, посів, пневмомеханічні висівні системи, системи точного землеробства, присмоктуючі комірки, висівний диск, тороїдальна подовжена комірка**

**Актуальність проблеми.** Досягнення значних економічних показників в рослинництві неможливо без оптимізації витрат на технологічний процес отримання врожаю. Однією із найбільш затратних операцій в аграрній галузі є посів сільськогосподарських культур, оскільки це пов'язано із витратами дорогого технологічного матеріалу (посівний матеріал, добрива) та значними витратами енергії на роботу висіваючих систем. Останній часом спостерігається тенденція застосування в аграрній галузі систем точного (адаптованого) землеробства, що вимагає більш якісного проведення посівних операцій із значним підвищенням точності розподілу насіння по поверхні поля.

Вітчизняний і зарубіжний досвід використання ефективних посівних систем з можливістю забезпечення агротехнічних вимог дозволяє скоротити витрати коштовного посівного матеріалу вдвічі та до 10-15% знизити енерговитрати посівних операцій.

**Постановка проблеми і аналіз досліджень та публікацій.** В більшості випадків посів проводять сівалками з механічними та пневмомеханічними висіваючими апаратами, аналогічні за принципом апарати використовуються і в сівалках закордонного виробництва. Кожен із зазначених типів посівних систем має як свої переваги так і недоліки, що довели дослідження проведені Журавльовим Б.І., Комарістовим В.Е., Сухіним В.С., Ковальовим В.Я., Листопадом Г.Е., Погорілим Л.В., Чичкіним В.П., Заікою П.М., Семеновим В.Ф., Сисоліним П.В., Шматом С.І., Аніскевичем Л.В., Шведиком М.С. та ін. Саме на базі цих досліджень [1, 2, 3] можна стверджувати, що більш якісно провести посів і адаптувати його до вимог, що передбачені системою точного землеробства, можна лише апаратами пневмомеханічного типу. Сьогодні не існує чітких рекомендацій стосовно конструктивних параметрів та режимів роботи універсальних висівних апаратів, робота яких може забезпечити точний однозерновий посів в широких межах змінних норм висіву. Тому, проведення теоретичних та експериментальних досліджень роботи

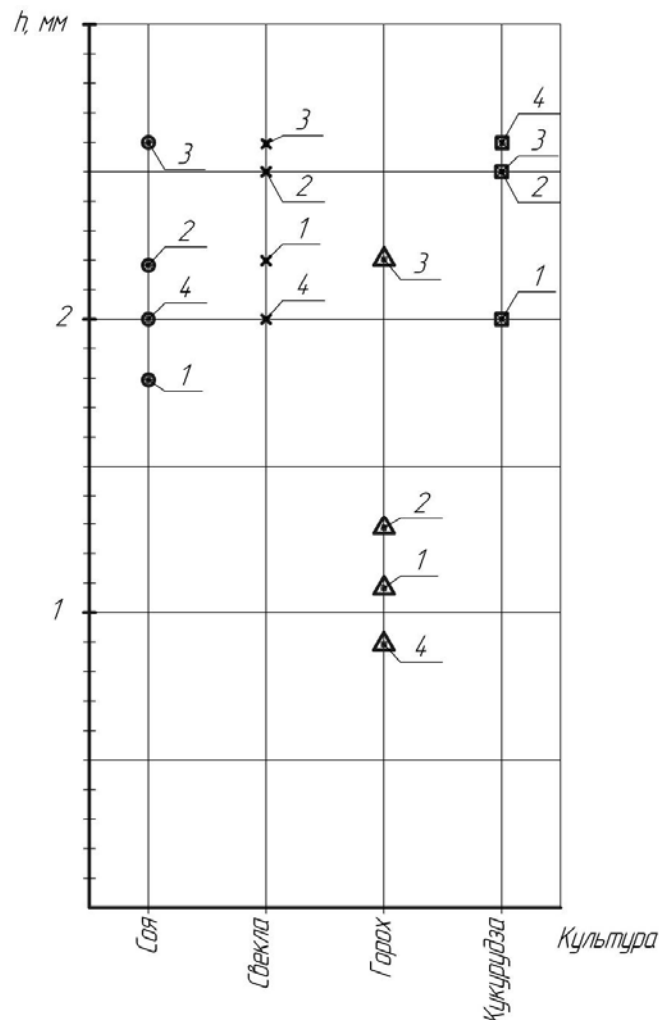
конструктивно-технологічних параметрів пневмомеханічних висівних систем є актуальною задачею.

**Метою даної статті** є представлення результатів експериментальних досліджень висівальних апаратів посівних машин пневмомеханічного типу, які можна використовувати в системах точного землеробства.

**Виклад основного матеріалу.** Згідно з проведеними теоретичними дослідженнями [1, 4, 5] встановлено, що суттєвий вплив на якість роботи висівальних апаратів досліджуваного типу мають параметри присмоктуючих комірок

Дослідженнями впливу форми присмоктуючих комірок на ефективність захоплення насіння встановлені загальні закономірності їх роботи.

Узагальнена оцінка переваг того чи іншого виду присмоктуючих комірок можлива на основі їх пріоритетного положення в присмоктуванні насіння тієї або іншої культури. Ранжирування рядів ефективності роботи комірок по відповідних культурах і, як наслідок, займані місця комірками дозволило встановити, що кращим по ефективності присмоктування і захоплення насіння в статичному випробуванні при розрідженні в  $P = 4$  кПа є тороїдальна комірка. Усі інші форми розташовуються в наступній послідовності: конічна, циліндрична і сферична.



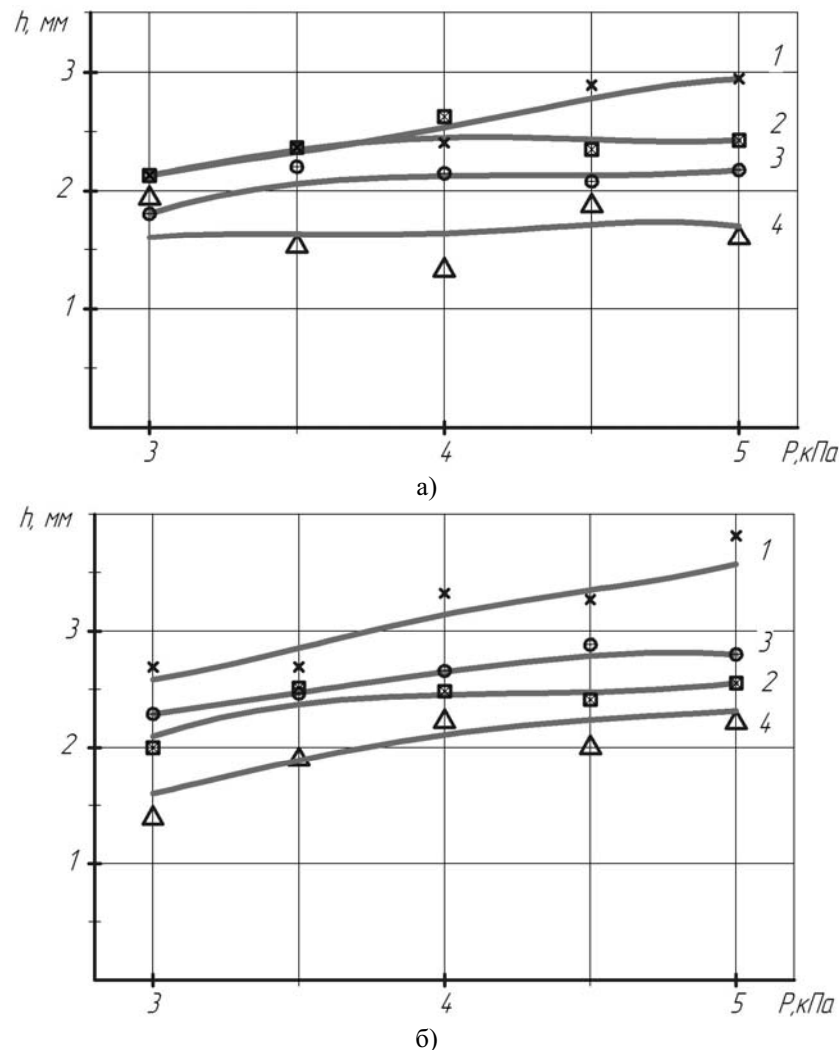
1 – циліндричної; 2 – конічної; 3 – тороїдальної; 4 – сферичної ( $P=4$  кПа)

Рисунок 1 – Ефективність присмоктування насіння комірками різної форм

Втрата вакууму в пневмомеханічному висівальному апараті може бути викликана різними причинами пов'язаними як зі зниженням продуктивності вентилятора, так і втратами в магістралі або зношенням ущільнюючих елементів

системи. Це обумовлює необхідність вивчення впливу втрати вакууму на присмоктуючу силу, що створюється комірками дозуючого пристрою.

Дослідження впливу ступеню розрідження у вакуумній камері на присмоктуючу здатність комірок показали загальну закономірність збільшення критичної відстані захоплення насіння зі збільшенням ступеню розрідження. Це природний результат підтверджує фізичну суть процесів, що відбуваються. Проте для різних комірок і різних культур встановлений взаємозв'язок виражається по-різному. Дуже близькі дані отримані для конічної і тороїдальної комірок (рис. 2. а, б).



а – для комірки конічної форми; б – для комірки тороїдальної форми  
(1 – буряк; 2 – кукурудза; 3 – соя; 4 – горох)

Рисунок 2 – Залежність критичної відстані захоплення насіння від розрідження у вакуумній камері

Для обох видів комірок дані групуються в інтервалі значень критичної відстані  $h = 1,5 \dots 3,2$  мм із незначною перевагою у тороїдальній комірці.

Спостерігається деяка нерівномірність у втраті критичної відстані присмоктування при зниженні вакууму. Так, на ділянці розрідження 3...4 кПа зменшення критичної відстані присмоктування дещо нижче ніж на ділянці 4...5 кПа. Тобто, з підвищенням розрідження спостерігається деяке насичення у збільшенні критичної відстані присмоктування. Для сферичної на насінні сої і кукурудзи звертає на себе увагу загальне зниження величини критичної відстані присмоктування порівняно із іншими видами чарунок. Це вказує на низьку ефективність роботи даної форми присмоктуючої комірки.

Дещо кращий, ніж у сферичної, присмоктуючий ефект спостерігається для комірки циліндричної форми.

Для таких комірок забезпечуються загальні закономірності зміни критичної відстані присмоктування від міри розрідження у вакуумній камері. Підтверджується і розміщення насіння культур по ефективності присмоктування коміркою. Проте, порівняно з сферичною результат досліджень для циліндричної дещо зміщений у бік великих значень відстаней  $h$ . Це вказує на кращу її працездатність по відділенню насіння.

Зниження степені розрідження в камері зменшує захоплюючу здатність комірок, а значить і викликає збільшення кількості пропусків при проведенні посіву. Причому цей негативний ефект наростає за нелінійним законом при розрідженнях менших  $P=3,5$  кПа. З іншого боку, при розрідженнях великих  $P>4$  кПа залежність між степенем розрідження і ефективністю присмоктування зменшується про що свідчать практично лінійний характер залежностей на цій ділянці.

Істотним недоліком вакуумних висівних апаратів є потрапляння і засмоктування пилу у вакуумну камеру апаратів через присмоктуючі комірки дозаторів. В результаті пил осідає на поверхнях отворів змінюючи їх прохідні перерізи. Звуження отворів негативно позначається на роботі вакуумних висівальних апаратів.

Виходячи з раніше отриманих даних про вплив форми отворів комірок на присмоктування насіння, для подальших досліджень по виявленню впливу величини прохідного перерізу на ефективність захоплення насіння вибрана комірка тороїдальної форми з прохідним діаметром від 2 до 4 мм. Результати проведених експериментів у вигляді графічних залежностей представлені на рис. 3.

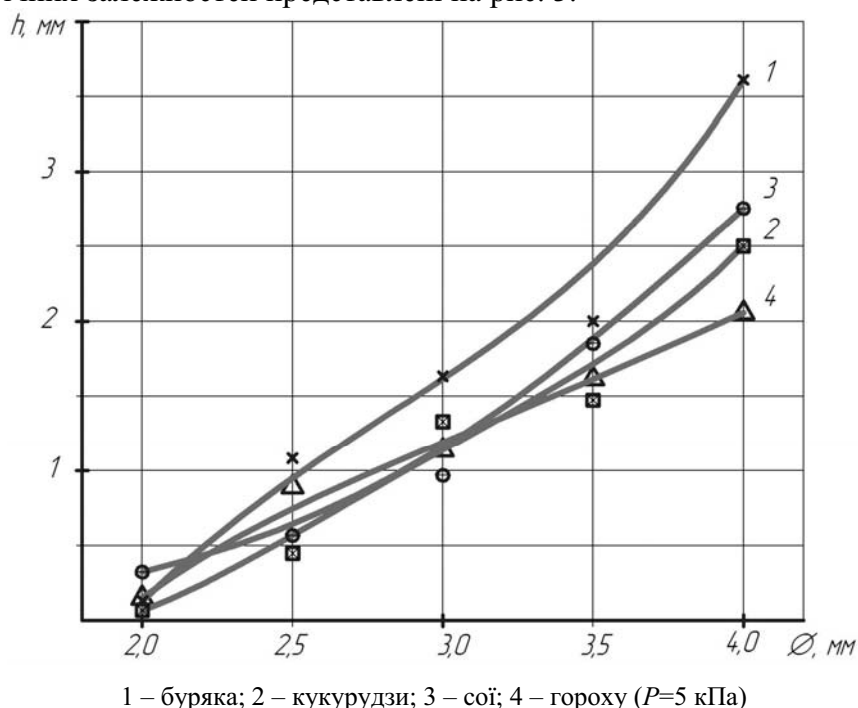


Рисунок 3 – Вплив зміни діаметра присмоктуючої комірки на ефективність захоплення насіння

Як видно з графіків, зменшення діаметру комірки для усіх видів насіння досліджуваних культур призводить до зниження присмоктуючого ефекту (критична відстань зменшується). Проте це зменшення для різних культур проходить по-різному. Найбільш чутливим до зниження площі прохідного перерізу виявилось насіння гороху. Практично лінійна залежність зниження ефективності присмоктування спостерігається для насіння кукурудзи. З деяким уповільненням втрачається присмоктуюча здатність комірок для насіння буряка та сої.



Причому у буряка це відбувається інтенсивніше ніж у насіння сої. Звертає на себе увагу те, що при малих значеннях діаметрів комірок розкид в критичних відстанях присмоктування менше ніж для великих значень. Тобто, зі збільшенням діаметру присмоктуючої комірки чутливість дозуючого елементу до виду насіння висіваних культур зростає.

Попередніми дослідженнями встановлено, що різні за формою комірки дозуючих пристроїв створюють різні силові поля притягування насіння. Проте отримані результати вимагають експериментальної перевірки розвитку і підтвердження в динаміці протікання процесу захоплення насіння, коли час взаємодії (експозиції) обмежено. Такі дослідження більшою мірою моделюють реальну роботу пневмомеханічного висівального апарату.

Враховуючи наявність чинника швидкості у взаємному переміщенні дозуючого пристрою і насіння висіваних культур з метою вивчення можливості підвищення якості дозування проведено дослідження працездатності зміненої тороїдальної комірки. Зміни торкнулися подовження зовнішньої частини комірки у напрямі її руху (рис. 4). Тобто, основа комірки набула замість кола форму еліпса, напрям більшої півосі якого під час руху співпадає з вектором швидкості переміщення  $V$ .

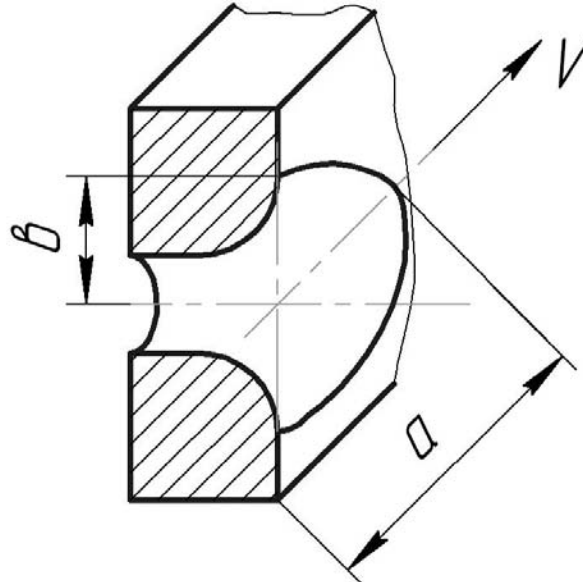


Рисунок 4 – Змінена тороїдальна подовжена в основі присмоктуюча комірка дозуючого елементу

За задумом така комірка внаслідок подовження основи повинен більший час взаємодіяти з насінням висіваних культур. Збільшення експозиції комірки з насінням може сприятливо відбитися на ймовірність його захоплення. Результати експериментального дослідження працездатності запропонованих комірок представлені у вигляді графічних залежностей на рис.5.

На рис. 5 представлені графіки зміни ймовірності захоплення насіння сої присмоктуючими комірками різної геометричної форми. Кращі показники встановлені для тороїдальної комірки, де вірогідність захоплення навіть при порівняно високій швидкості  $V=0,4$  м/с не опускається нижче  $\xi=0,4$ .

Результати досліджень насіння кукурудзи (рис. 5 б) показали, що вони добре присмоктуються комірками циліндричної форми лише до швидкості відносного переміщення  $V=0,3$  м/с. З перевищенням її присмоктування насіння не відбувається, що свідчить про низьку ефективність роботи такого дозуючого пристрою. Проте і в інтервалі швидкостей  $V=0,1 \dots 0,3$  м/с робота комірки циліндричної форми відрізняється низькою ймовірністю захоплення насіння. Навіть при низькій швидкості в  $V=0,1$  м/с вона не перевищує  $\xi=0,5$ . Очевидно, пояснення цьому полягає в складному рельєфі

бічних поверхонь насіння кукурудзи, поганому їх захопленні потоком повітря в наслідок недостатнього прилягання до поверхні комірки.

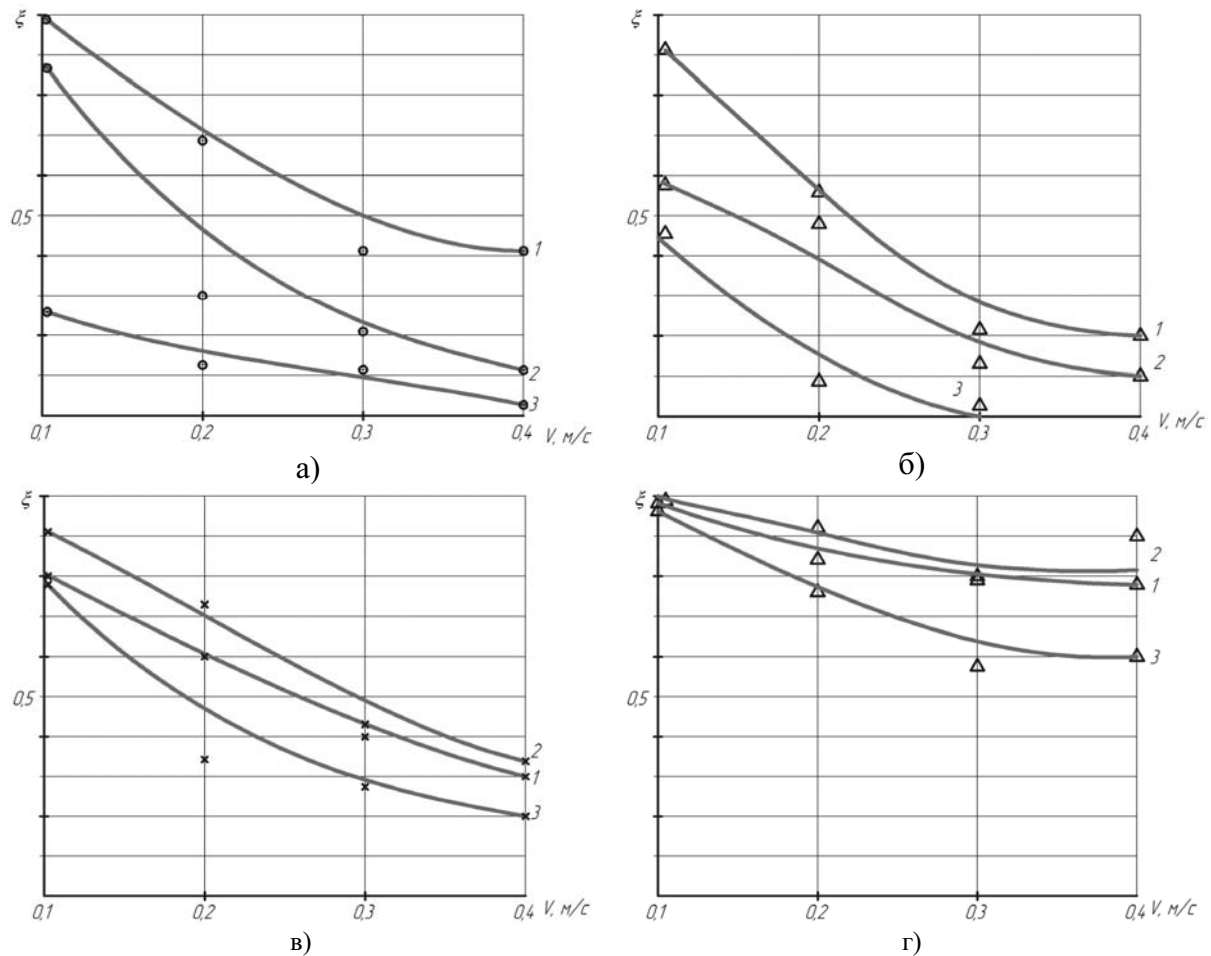


Рисунок 5 – Зміна ймовірності захоплення насіння (а – сої; б – кукурудзи; в – буряка; г – гороху) присмоктуючими комірками різних форм: 1 – тороїдальної; 2 – тороїдальної подовженої; 3 – циліндричної

Дещо вищі отримані результати захоплення насіння кукурудзи комірками тороїдальної форми. Особливо їх переваги позначаються при підвищенні швидкості відносного переміщення. На відносно високих швидкостях  $V > 0,3$  м/с відмінності між комірками тороїдальною і тороїдальною подовженою незначні на користь подовженої комірки, а ймовірність захоплення насіння знаходиться на рівні  $\xi \sim 0,25$ . На малих швидкостях, згідно результатів досліджень, перевагу має комірка тороїдальної форми.

Складну рельєфну поверхню має насіння буряка. Результати досліджень їх присмокткування представлені на рис 5 в).

Відмітною особливістю при дозуванні насіння буряка є купчастість отриманих даних по ймовірності їх захоплення комірками різних форм. Тобто, для цього насіння форма присмоктуючої комірки менш істотна ніж для інших, раніше досліджених. Тому ймовірність захоплення в інтервалі швидкостей  $V = 0,1 \dots 0,4$  м/с знаходиться в межах  $\xi = 0,9 \dots 0,3$ . Дещо нижче результат присмокткування окремого насіння отриманий для циліндричної комірки. Результати для тороїдальної і тороїдальної подовженої комірки краще на користь подовженої. Вони знаходяться на задовільному рівні якості дозування насіння.

Дослідження захоплення насіння гороху представлені на рис 5 г). Як і для попередніх культур, для насіння гороху спостерігається загальна тенденція зниження ймовірності захоплення зі збільшенням швидкості відносного переміщення. Проте це

зниження відбувається значно повільніше і ймовірність захоплення насіння, навіть в самому несприятливому випадку, не опускається на рівень нижче  $\xi=0,6$ . Очевидно така досить висока ймовірність обумовлена сфероїдальною формою насіння при його нижчій щільності порівняно з подібною за формою насінням сої.

Як і в попередніх випадках, підтверджуючи загальну закономірність, переваги в присмоктуванні насіння мають комірки тороїдальних форм. Причому тороїдальна подовжена комірка працює дещо ефективніше за симетричну тороїдальну. В той час встановлено, що циліндрична присмоктуюча комірка для усіх видів насіння висіваних культур має показники гірші порівняно з тороїдальною. Так, для насіння гороху на максимальній швидкості відносного переміщення  $V=0,4$  м/с, ймовірність захоплення циліндричним осередком не перевищує  $\xi=0,6$ , в той час, як в рівних умовах тороїдальна подовжена дає ймовірність близьку до  $\xi=0,85$ .

Якість виконання операції посіву можна оцінити в лабораторних умовах на спеціально розробленому стенді КНТУ-80 [5]. Випробування проводилися на висіві насіння кукурудзи, сої, гороху і буряка в ідентичних умовах для експериментального дозувального висівального диска з комірками подовженої тороїдальної форми.

Дослідженнями по висіву насіння сої із заданим інтервалом в 6 см встановлено, що спостерігаються істотні відхилення інтервалів від встановленого значення. Так, мінімальне значення інтервалу складає  $A_{\min}=4,1$  см, тоді як максимальне досягає  $A_{\max}=7,1$  см. Таким чином, загальний розмах відхилень складає 3 см.

Статистична обробка даних вимірювань дала наступні результати:

- середнє значення відстані між насінинами  $\bar{A}_g = 5,8$  см;
- середньоквадратичне відхилення  $\sigma = 0,72$  см;
- коефіцієнт варіації  $V=120$  %.

Найбільш точно випадкова величина інтервалів між насінинами вздовж рядка описується три параметричним законом Вейбулла, представленим рівнянням

$$f(A) = \frac{6}{a} \left( \frac{A - A_{cm}}{a} \right)^{6-1} \cdot e^{-\left( \frac{A - A_{cm}}{a} \right)^6}.$$

Значення параметрів закону розподілу для різних досліджуваних культур представлені в табл. 1.

Таблиця 1 – Основні дані розподілу насіння висіваємих культур вздовж рядка

Культура	Показники висіву						Закон розподілу
	Середня відстань $\bar{A}_g$ , см.	Середньо-квадр. відхилення $\sigma$ , см.	Коефіцієнт варіації $V$	Параметри законів розподілу			
				$a$	$b$	$A_{cm}$	
Соя	5,8	0,72	0,12	6	2,1	3,8	Вейбулла
Кукурудза	5,82	0,7	0,12	5,8	2,1	3,87	Вейбулла
Цукровий буряк	9,8	2,3	0,23	11,5	4,3	6,8	Вейбулла

Метою експлуатаційних випробувань посівної секції з експериментальним висівальним апаратом, обладнаним дозуючим диском з комірками тороїдальної подовженої форми, є перевірка в реальних польових умовах посіву ефективності роботи висівального апарату.

Дослідження проводились на полях агрофірми «Авангард ЛТД» Новоанхаргельського району Кіровоградської області.

Загальний вигляд сівалки укомплектованої посівною секцією, що надійшла на польові дослідження представлено на рис. 6.



Рисунок 6 – Загальний вигляд сівалки з експериментальною посівною секцією на польових дослідженнях

Результати порівняльних випробувань серійної посівної секції з комірками циліндричної форми і експериментальної з комірками тороїдальної подовженої форми представлені в табл. 2

Таблиця 2 – Данні порівняльних експлуатаційних досліджень серійної і експериментальної посівної секції

Культура	Апарат			
	серійний		експериментальний	
	% проп.	% двійн.	% проп.	% двійн.
Соя	5	3	4	4
Кукурудза	4	3	2	4
Цукровий буряк	8	7	6	8

Якісною оцінкою є виявлення огріхів в роботі висіваючого апарата. Характерними огріхами вважались пропуски (не захоплення насіння дозуючим елементом) та утворення двійників і трійників (одночасне захоплення кількох насінин). Причому перший огріх, пов'язаний із пропусками, є більш шкідливим для вирощування врожаю ніж другий, коли в одне гніздо висівається кілька насінин.

**Висновки:** 1. Проводити якісно посівні операції, що відповідають умовам точного землеробства, можна висіваючими апаратами пневмомеханічного типу, конструктивні параметри та технологічні режими роботи яких впливають на якість та надійність перебігу технологічного процесу висіву.

2. Зменшення пропусків при відділенні насіння із загальної маси досягається шляхом застосування висіваючих комірок тороїдальної подовженої форми. Так для насіння гороху при лінійній відносній швидкості руху комірок  $V=0,4$  м/с ймовірність захоплення циліндричною коміркою в 1,4 раз менше ніж тороїдальною подовженою.

3. Експлуатаційними випробуваннями встановлено, що посівна секція обладнана диском з комірками тороїдальної подовженої форми знижує пропуски при посіві на 25%, проте підвищує появу двійників на 23%.

## Список літератури

1. Свирень Н. А. Определение конструктивных параметров пневмомеханического аппарата для однозернового высева семян зерновых культур. / Петренко Н. Н., Свирень Н.А. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Вип. 29. – Кіровоград: КДТУ, 2000. – С. 276–281.
2. Нові конструкції ґрунтообробних та посівних машин: навчальний посібник. / [Бойко А. І., Свирень М. О., Шмат С. І., Ножнов М. М.] – Кіровоград, 2003. – 203 с.
3. Сисолін П. В. Висівні апарати сівалок. Еволюція конструкцій, розрахунки параметрів. [Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів із спеціальності «Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва»] / Сисолін П. В., Свирень М. О. – Кіровоград: КНТУ, 2004. – 160 с.
4. Бойко А. И. Анализ влияния параметров дозирующего устройства на эффективность отбора семян. / Бойко А. И., Свирень Н. А. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Вип. 35. – Кіровоград: КНТУ, 2005. – С. 259–267.
5. Бойко А.И. Повышение эффективности и надежности работы высевальных аппаратов посевных машин: Монография. / Бойко А. И., Свирень Н. А. – Кіровоград, КОД, 2011. – 276 с.

*Н. Свирень, С. Лещенко, А. Бойко, А. Банний*

### **Результаты экспериментальных исследований работы высевальных аппаратов посевных машин для систем точного земледелия**

В статье приведенные результаты экспериментальных исследований работы высевальных аппаратов посевных машин для систем точного земледелия. Проанализировано качество присасывания семян к высевальному диску в зависимости от формы ячейки и степени разжижения в вакуумной камере высевального аппарата. Предложено новую тороидальную удлиненную форму присасывающей ячейки, и приведенные результаты ее работы на семенах разных культур. Приведены результаты исследования влияния диаметра ячейки во время ее забивания пылью на качество присасывания. Данные результаты сравнительных испытаний серийной посевной секции и посевной секции с предложенной формой ячеек.

*N. Sviren, S. Leschenko, A. Boyko, A. Banniy*

### **Results of experimental researches of work of seedmeters of sowing machines for the systems of exact agriculture**

In the article brought results over of experimental researches work seedmeters of sowing machines for the systems of exact agriculture. Quality of seed is analysed to the sowing disk depending on the form cell and degree of dilution in a vacuum chamber seedmeter. The new tors form extended form of air cell, and the brought her job performances over, is offered on the seed of different cultures. Results over research influence of diameter cell are brought during her hammering by a dust on quality of table of contents. These results of comparative tests serial sowing section and sowing section with the offered form of cells.

Одержано 20.09.11

УДК 62-82; 631.356.2

М. І. Іванов, проф., канд. техн. наук, І. М. Подолянин, канд. техн. наук,

А. С. Гунько, інж.

*Вінницький національний аграрний університет*

## Застосування гідропривода поперечних коливань доочисників гичкозбиральної машини

В статті описано дослідження можливості удосконалення бурякозбиральної машини БМ-6Б шляхом впровадження гідравлічного привода для обертання доочисників головок коренеплодів із вертикальною віссю обертання та коливання їх у поперечному напрямку відносно умовної середньої лінії рядка. Проведені дослідження по вивченню ефективності додаткового коливального руху доочисників при різних значеннях частоти та амплітуди коливань. Визначені діапазони оптимальних значень частоти та амплітуди за яких досягається 100%-й рівень якості доочищення головок коренеплодів.

**груповий гідропривод, доочисник, цукровий буряк, коливальний рух**

Україна займає провідне місце серед бурякосійних держав світу, чому сприяють ґрунто-кліматичні умови, а також великий потенціал аграрно-промислового комплексу країни. Однак, за ефективністю виробництва цукру українські виробники значно поступаються виробникам інших держав, що пов'язано як з недосконалістю технології вирощування переробки, так і з великими втратами сировини при збиранні цукрових буряків при використанні вітчизняної техніки [1,2].

Одною з найбільш трудомістких операцій виробництва цукрових буряків є їх збирання, важливою складовою якої є видалення гички з головок коренеплодів. Залишки гички є причиною втрат цукру як при зберіганні сировини, так і при її переробці. За даних Інституту цукрової промисловості підвищення забрудненості коренеплодів зеленою масою на 1 % знижує вихід сахарози на 0,1 %, а при зберіганні буряку в кагатах з вмістом гички до 4 % щоденні втрати цукру в середньому становлять 0,012 % [1].

Основними напрямками вирішення задачі зменшення кількості гички вважаються впровадження заниженого зрізу головок коренеплодів та використання активних доочисників головок коренеплодів [1]. Однак, при цьому втрати цукроносної маси із зрізаними головками помітно зростають, що зменшує зацікавленість виробників цукрового буряка.

На сьогоднішній день в Україні та інших країнах СНД найбільше поширення отримали прості доочисники головок коренеплодів із горизонтальною віссю обертання на базі машини БМ-6Б [1]. Дані доочисники забезпечують достатньо високий рівень доочищення коренеплодів – при лінійній швидкості ротора 19,5 м/с ймовірність переходу нормально обрізаних коренеплодів в доочищені перевищує 62 %. В той же час зазначається значний рівень потужності привода даного очисника – від 16 до 22 кВт в залежності від частоти обертання ротора. При підвищенні частоти обертання, що сприяє підвищенню якості доочищення головок, збільшується кількість вибитих коренеплодів. До числа недоліків даного доочисника слід також віднести інтенсивне змітання поверхневого шару ґрунту, що негативно впливає на екологічні показники машини [2,3].

Запропоновано також ряд конструкцій ротаційних доочисників з вертикальною віссю обертання. Ротаційні доочисники при виконанні відповідних агротехнічних

вимог забезпечують високий рівень доочищення коренеплодів. Але складність механічного привода в значній мірі обмежує ефективність застосування доочисників даного типу. Зазначимо, що ефективність таких доочисників забезпечується при високій точності розташування коренеплодів у рядку, яка не завжди витримується.

В той же час зазначається, що, не зважаючи на все зростаючу кількість заявок на винаходи та дослідних зразків, жодна з заявлених дослідниками конструкцій доочисників, крім найпростіших роторно-бичевих, не отримала промислового використання як із-за конструктивної складності, так і обмеженої технологічної ефективності.

Успішному розв'язанню проблем підвищення ефективності доочищення головок коренеплодів, на наш погляд, може сприяти застосування гідравлічного привода, який підвищує гнучкість системи, значно спрощує механізм привода та дозволяє створити умови для здійснення додаткових коливань активних робочих органів доочисника, які дозволяють компенсувати відхилення головок коренеплодів від умовної середньої лінії рядка.

Метою даного дослідження є з'ясування ефективності використання додаткових коливань робочих органів доочисників із застосуванням гідравлічного привода по підвищенню якості очищення головок коренеплодів.

Для проведення дослідження прогнозованого підвищення рівня та якості видалення залишків гички передбачається використання диска доочисника з вертикальною віссю обертання та гнучкими прутками (рис. 1), який має високі технологічні показники [2].

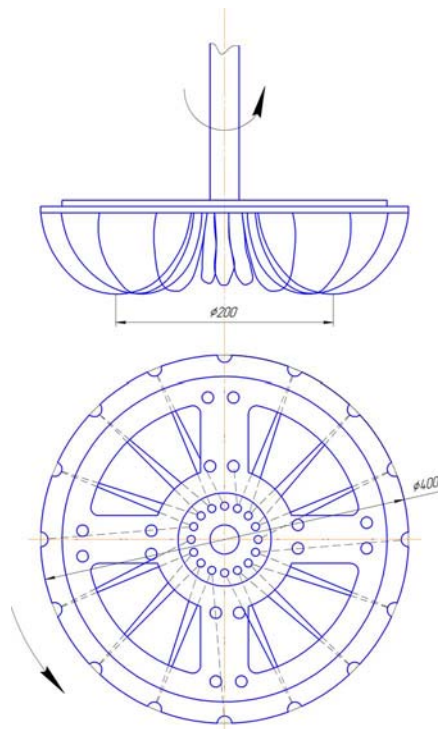


Рисунок 1 – Диск доочисника із гнучкими прутками

На рис. 1 показано конструкцію диска доочисника із гнучкими прутками, який має зовнішній діаметр 400 мм та діаметр зони максимально ефективної дії робочого органа 200 мм. Конструктивні розміри диску обмежені розмірами рядка та міжряддя.

При роботі у реальних умовах ширина рядка та міжряддя може варіюватись, машина БМ-6Б може рухатись зі зміщенням відносно лінії рядка та під кутом відносно площини поля. Ці обставини призведуть до того, що зона максимальної ефективності



доочисника зміститься відносно рядка, з'явиться високий відсоток недоочищених або частково доочищених коренеплодів.

Було прийняте рішення надати рух системі робочих органів доочисника не тільки у поздовжньому напрямку, а і у поперечному, нормально відносно умовних середніх ліній рядків. Використовуючи нову ступінь вільності, доочисник може компенсувати недоліки посіву, міжрядного обробітку коренеплодів та відхилення від прямолінійності руху машини БМ-6Б.

Для забезпечення двохкоординатного руху доочисника пропонується використати систему гідравлічного привода із послідовним з'єднанням гідромоторів та кривошипно-шатунним приводним механізмом, що забезпечує коливальний рух доочисників.

На рис. 2 показано конструктивну схему гідравлічного привода переміщення доочисника у поперечному напрямку до умовної середньої лінії рядка.

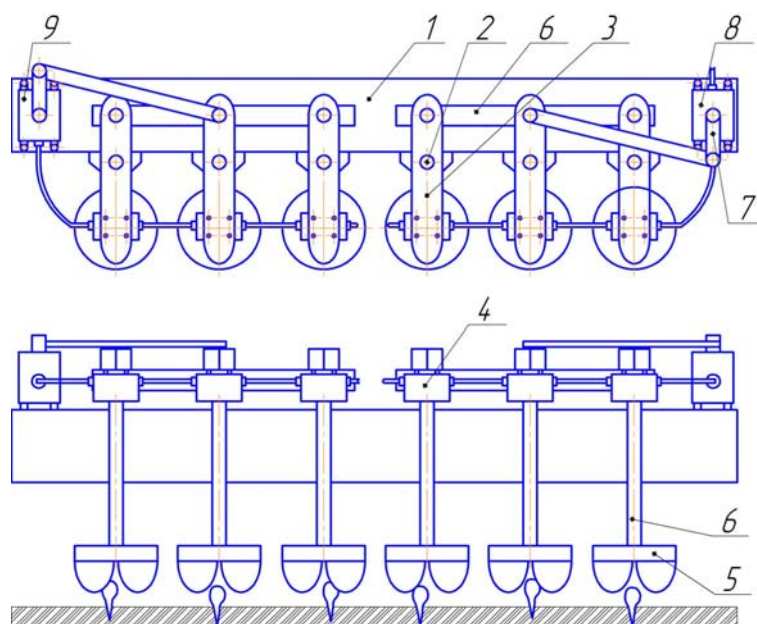


Рисунок 2 – Конструктивна схема привода переміщення доочисників у поперечному напрямку до умовної середньої лінії рядка

На рамі 1 гичкозбиральної машини за допомогою кронштейнів встановлено відповідно кількості дисків доочисників шість осей 2, за допомогою яких закріплено коромисла 3, на одному кінці яких приєднано гідромотор 4 та з'єднаний з його валом диск доочисника 5, що приводиться таким чином в обертальний рух. На іншому кінці виконано шарнірне з'єднання з тягою 6, яке передає зворотно-поступальний рух від кривошипа 7 на тягу 6 та гідромотори 4 разом з дисками доочисників 5. Привод кривошипно-шатунних механізмів забезпечується роботою гідромоторів 8, 9.

Для приведення в дію гідромоторів доочисників пропонується використати схему групового (багатоприводного) гідропривода. Дана схема передбачає послідовне з'єднання гідромоторів та використання для їх живлення одного насоса, що робить таку схему компактною та економічною. Така схема набула розповсюдження в технологічних машинах різноманітного призначення [4].

Схему розробленого гідравлічного привода доочисника показано на рис. 3. Гідравлічний привод робочих органів доочисника складається з гідронасоса Н1, який подає робочу рідину до послідовно з'єднаних гідромоторів ГМ1, ГМ2, ГМ3, що обертають диски доочисників, та до гідромотора ГМ4, який обертає кривошип КШМ. Також застосовано гідравлічний запобіжник КЗ та фільтр очистки робочої рідини Ф.



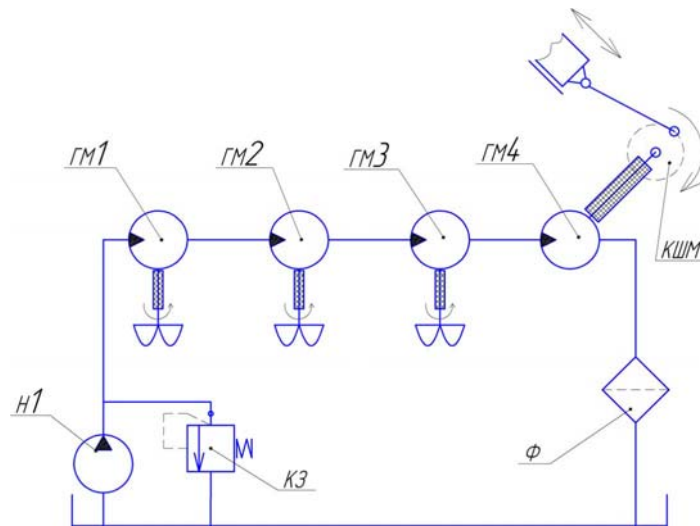
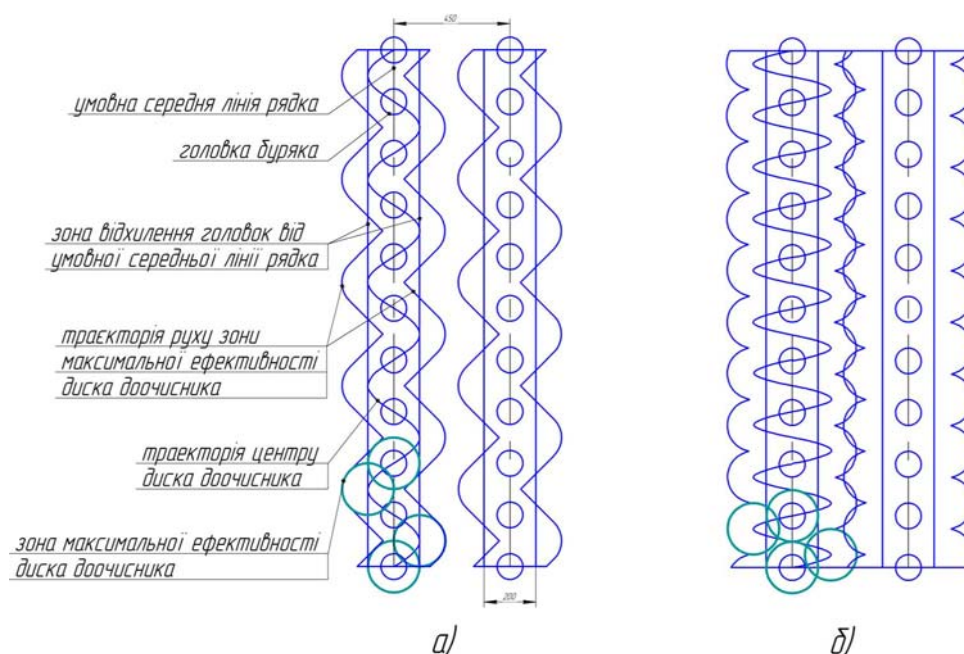


Рисунок 3 – Гідравлічна схема привода доочисника

На рис. 3 умовно показано секцію доочисників на три робочих органи. Аналогічний гідропривод застосовується на інших трьох доочисниках. Розподіл гідрофікованих приводів доочисників на дві секції ґрунтується на наявному досвіді успішного використання групового гідропривода із трьома послідовно з'єднаними гідромоторами [4]. Можливість використання групового гідропривода із шістьма послідовно з'єднаними гідромоторами очевидно реальна, але потребує всебічного теоретичного та експериментального обґрунтування.

При дослідженні ефективності застосування додаткової поперечної подачі доочисників використовувався графічний метод моделювання траєкторії руху робочого органа доочисника у програмі T-Flex Cad 10. Побудовані за допомогою зазначеного метода траєкторії показано на рис. 4.



а) –  $A = 0,10$  м,  $\omega = 5$  Гц; б) –  $A = 0,15$  м,  $\omega = 10$  Гц

Рисунок 4 – Приклад побудованих траєкторій руху робочих органів доочисника

На рис. 4 показано по два рядки цукрових буряків а також траєкторії руху центра диска доочисника та зони максимальної ефективності доочисника, відстань між якими 200 мм. Розрахунок показаних траєкторій виконано при наступних значеннях

частоти  $\omega$  5 та 10 Гц і амплітуди  $A$  0,1 та 0,15 м відхилень центра диска доочисника від умовної середньої лінії рядка. Відповідно, у обох випадках, рух гичкозбиральної машини вздовж рядка відбувається зі швидкістю  $V = 2$  м/с.

Вважаємо, що ефективне очищення головок коренеплодів відбувається у випадку, коли зона відхилень коренеплодів від умовної середньої лінії рядка, перекривається зоною максимальної ефективності диска доочисника. Виходячи з цього, виконано розрахунок площ доочищення та визначення залежності показників якості доочищення головок коренеплодів від частоти та амплітуди коливань диска доочисника за допомогою програмного комплексу MS Excel. Показані на рис. 4 траєкторії руху дисків доочисника свідчать, що при частоті  $\omega = 5$  Гц та амплітуді  $A = 0,1$  м (рис. 4а) не забезпечується повне доочищення головок коренеплодів, причому якість доочищення не перевищує 91%. Підвищення частоти коливань до 10 Гц при амплітуді  $A = 0,15$  м (рис. 4б) забезпечує повне охоплення зони відхилень коренеплодів від умовної середньої лінії рядка.

З метою виявлення раціональних значень частоти та амплітуди коливань диска доочисника проведено дослідження впливу вказаних параметрів на якість доочищення головок коренеплодів. Розрахунки проводились при наступних значеннях параметрів:

- швидкість машини: 2 м/с;
- частота: 5, 10, 15, 20 Гц;
- амплітуда: 0,1, 0,15, 0,2, 0,25 м.

Результати дослідження залежності якості доочищення головок коренеплодів від зазначених вище технологічних параметрів – частоти та амплітуди, показано на рис. 5.

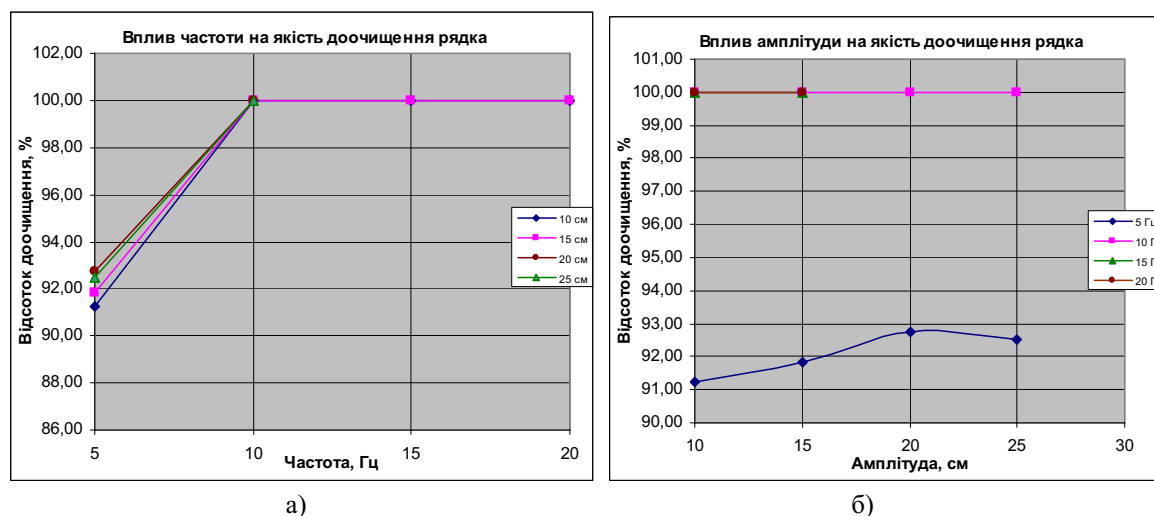


Рисунок 5 – Залежність показників якості доочищення головок коренеплодів від амплітуди та частоти коливань доочисників

На рис. 5а показано графіки залежностей показника якості доочищення головок коренеплодів – відсотка доочищення площі рядка, що визначає відносну кількість якісно доочищених коренеплодів, від частоти поперечних коливань доочисників. При частоті поперечних коливань доочисника 5 Гц найнижча якість доочищення головок коренеплодів становила 91% при амплітуді коливань 0,1 м. Збільшення амплітуди веде до підвищення якості доочищення, яка при амплітуді 0,25 м становить 93%.

Підвищення частоти поперечних коливань доочисників до 10 Гц суттєво підвищує відсоток доочищення, який досягає 100% при всіх тестових значеннях амплітуди і при подальшому значенні частоти не змінюється.

На рис 5б показано графіки залежності відсотка доочищення головок коренеплодів від амплітуди поперечних коливань доочисників. Залежності розраховані

для зазначених вище значень амплітуди та частоти коливань. При коливаннях доочисників з частотою 5 Гц навіть значне підвищення амплітуди із 0,1 до 0,25 м не дозволяє досягти рівня відсотка доочищення головок вище 94%. В той же час підвищення частоти коливань до 10 Гц та вище забезпечує 100% значення відсотка доочищення. Очевидно, що подальше підвищення частоти коливань недоцільне, тому що збільшення енерговитрат не дає підвищення рівня показників якості доочищення коренеплодів.

#### Висновки

1. Запропоновано використання у складі пристроїв по видаленню гички приводів поперечних коливань доочисників, виконаних на базі гнучких багатоприводних (групових) гідравлічних приводів з послідовним з'єднанням гідромоторів.

2. Графічне моделювання траєкторій руху доочисників відносно рядків буряку показало можливість забезпечення 100% відсотка доочищення головок коренеплодів при значеннях частоти та амплітуди коливань, які перевищують значення  $\omega = 10$  Гц та  $A = 0,10$  м.

3. Подальшим напрямом досліджень по удосконаленню запропонованої схеми гідрофікації планується дослідження динамічних процесів, які виникають при коливальному русі агрегатів, та вибору раціональних параметрів привода, які мають зменшувати енерговитрати при роботі даної машини.

#### Список літератури

1. Погорелый, Л.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз / Л.В. Погорелый, Н.В. Татьянко – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
2. Мартиненко, В.Я. Механіко-технологічні основи підвищення ефективності робочих органів гичко збиральних машин : дис.... доктора техн. наук / В.Я. Мартиненко. – Тернопіль, 2000. – 310 с.
3. Мишин, М.А. Расчет очистите лей головок коренеплодов / М.А. Мишин, В.А. Грозубинский // Механизация и электрофикация сельского хозяйства. – 1987. – №10. – С. 38-39.
4. Гулько І.В. Груповий гідропривод робочих органів машин сільськогосподарського призначення з послідовним з'єднанням гідромоторів: дис.... канд. техн. наук / І.В. Гулько Вінниця. – 1999. – 254с.

*Н. Иванов, И. Подолянин, А. Гулько*

#### **Применение гидропривода поперечных колебаний очистителей свеклоуборочной машины**

В статье описывается исследование возможности усовершенствования свеклоуборочной машины БМ-6Б путем внедрения гидравлического привода для вращения очистителей головок коренеплодов с вертикальной осью вращения и колебания их в поперечном направлении относительно условной средней линии ряда. Проведены исследования по изучению эффективности дополнительного колебательного движения очистителей при различных значениях частоты и амплитуды колебаний. Определены диапазоны оптимальных значений частоты и амплитуды при которых достигается 100%-й уровень качества очистки головок коренеплодов

*M. Ivanov, I. Podolyanin, A. Gunko*

#### **The use of hydraulic bending vibrations sugar beet harvesting machine cleaners**

This article describes a study of sugar beet harvesting machine improvement opportunities BM-6B by introducing a hydraulic drive for rotating cleaning heads of roots with the vertical axis of rotation and vibration of transversely relative to the conditional average number of lines. The research on the effectiveness of additional cleaning of the vibrational motion at different frequencies and amplitudes of the oscillations. The ranges of optimal values of frequency and amplitude at which achieved 100% quality head cleaning roots

Одержано 09.10.11

УДК 667.11.021

В.В.Тарасюк, асп., В.Ф.Дідух, проф., д-р техн. наук

*Луцький національний технічний університет*

## Дослідження переносу теплоти від нагрітої поверхні до гранул ОМД кулястої форми

У статті обґрунтовано необхідність застосування двох етапів формування гранул ОМД на основі сапропелю методом обкочування. При цьому на другому етапі коливна поверхня нагрівається вмонтованими у неї нагрівальними елементами, що забезпечує як ущільнення поверхневих шарів гранули, так і її затвердіння. Отриманні формули для визначення кількості теплоти, що сприймається гранулою через площу контакту до нормованого значення вологості.

**метод, обкочування, органо-мінеральні добрива, сапропель, перенос, теплота, вологість**

Збереження та підвищення родючості ґрунтів на території України залежить від вибору раціональних технологічних процесів вирощування сільськогосподарських культур, серед яких перспективними є технології, які включають локальне внесення твердих органо-мінеральних добрив[1]. На сьогодні, за відсутності підстилкового гною, головним постачальником органічної речовини можуть стати озерні сапропелі. Вносять озерні сапропелі у чистому вигляді у випадках їх проморожування після наміву пульпи, або у складі компостів з іншими видами добрив. Проте ефективно використання сапропелів можливе при використанні їх як основи при виробництві органо-мінеральних добрив[2].

Вибір методу формування таких гранул залежить від властивостей компонентів матеріалу, який гранулюють. У нашому випадку сапропель є матеріалом вологістю 80-85%, а NPK можна вважати абсолютно сухим. Тому аналіз попередніх досліджень показав, що раціональним методом поєднання таких матеріалів є метод обкочування, а зрізи гранули під мікроскопом, після завершення процесу, про рівномірність розподілу мінеральної частини у сапропелевій матриці[3].

На основі аналізу відомих конструкцій грануляторів, у яких закладено метод формування гранул обкочуванням, запропонована принципова схема гранулятора з основними такими вузлами як: рама, коливна поверхня, пристрої для подачі частинок довільної форми та виведення готових гранул кулястої форми, привід коливної поверхні[4]. Коливна поверхня, на якій відбувається перетворення частинок довільної форми у кулясту умовно розділена на дві зони: гладку та ребристу. При цьому передбачено також нагрівання поверхні у другій зоні та ізоляцію поверхні від навколишнього середовища. Встановлено, що при нагріванні поверхні до 110 °С температура у сушильній камері становить 40-45°С. В процесі обкочування гранул на коливній робочій поверхні на першому етапі відбувається їх перетворення з частинок довільної форми у кулясту а також перерозподіл вологи за радіусом і часткове їх зневоднення. У другій зоні на ребристій частині поверхні завершується процес формування гранул зі зниженням вологовмісту до нормованого значення з метою отримання максимальної необхідної твердості.

При виробництві таких органо-мінеральних добрив важливо забезпечити точність дозування компонентів ОМД, які впливають як на структуру окремих гранул, так і на кінцеві фізико-механічні властивості. Тому, для даних досліджень цікавим є перевірка всіх можливих варіантів поєднання у гранули органічної частини із

сапропелю та мінеральної NPK. Кожен із варіантів: сапропель+ NPK, сапропель+ N, сапропель+ P, сапропель+ K вимагає також вибору своїх режимних параметрів при формуванні гранул, серед яких основними є температурні. Таким чином, розробка методики розрахунку перенесення теплоти від нагрітої поверхні до гранул ОМД кулястої форми є важливим питанням.

**Мета.** На основі аналізу відомих результатів досліджень перенесення теплоти від нагрітої поверхні до матеріалу, що знаходиться на ній, запропонувати методику розрахунку переносу теплоти від нагрітої поверхні до гранул ОМД кулястої форми.

Використання комбінованого методу зневоднення ОМД, при якому на другому етапі сушіння передбачається застосування передачі тепла до гранул від нагрітої поверхні дозволить не тільки зменшити їх вологість, але й забезпечити необхідну твердість гранул. Проте основним фізичним ефектом при формуванні гранул ОМД у запропонованому технологічному процесі є забезпечення інтенсивності переносу теплоти для зниження енергетичних витрат на отримання кінцевої продукції. Для розробки моделі взаємодії окремих частинок гранул, наближених до форми кулі, з нагрітою поверхнею, необхідно прийняти ряд допущень:

- гранули ОМД переміщуються по нагрітій поверхні лише через лінію дотику;
- миттєвий контакт гранули з нагрітою поверхнею відбувається через точку дотику;
- коефіцієнт теплопередачі  $\alpha_m$  для всіх гранул однаковий та близький за величиною до інших матеріалів, а також близький за властивостями та розмірами, що обумовлено загальним фізичним механізмом перенесення теплоти;
- контакту між сусідніми гранулами в процесі сушіння не відбувається.

Таким чином, центральне місце у моделюванні зовнішнього теплообміну в дисперсних середовищах займає аналіз теплопередачі від нагрітої поверхні до об'єкта зневоднення – гранул ОМД. Очевидно, що загальний тепловий потік  $Q_{заг.}$  від нагрітої поверхні до гранули визначатиметься через площу дотику  $S_d$ , мінімальне та максимальне значення якої визначатиметься за один оберт гранули навколо центра О її обертання, (рис.1):

$$S_{d \min} = \varphi \cdot R \cdot dl, \quad (1)$$

$$S_{d \max} = 4\pi \cdot R^2. \quad (2)$$

Наявність вологи у гранулі зумовлює високу її теплопровідність  $\lambda_{сп.}$ , при цьому теплопровідність  $\lambda_n$ , нагрітої до високої температури незначна. Тому, у точці контакту виникатиме градієнт температури, який визначатиме максимальну потужність теплового потоку, що буде спрямований до центра гранули. У випадку, коли  $V_{сп.} = 0$ , вирівнювання температур поверхні та гранули відбуватиметься по ексцентричних колах у перерізі гранул.

При переміщенні гранули по нагрітій поверхні, за один оберт навколо т.О, кількість дотиків гранули до поверхні виразиться площею контакту, що визначатиметься, за формулою 1. З іншої сторони, величина площі контакту, визначається аналогічно [7]:

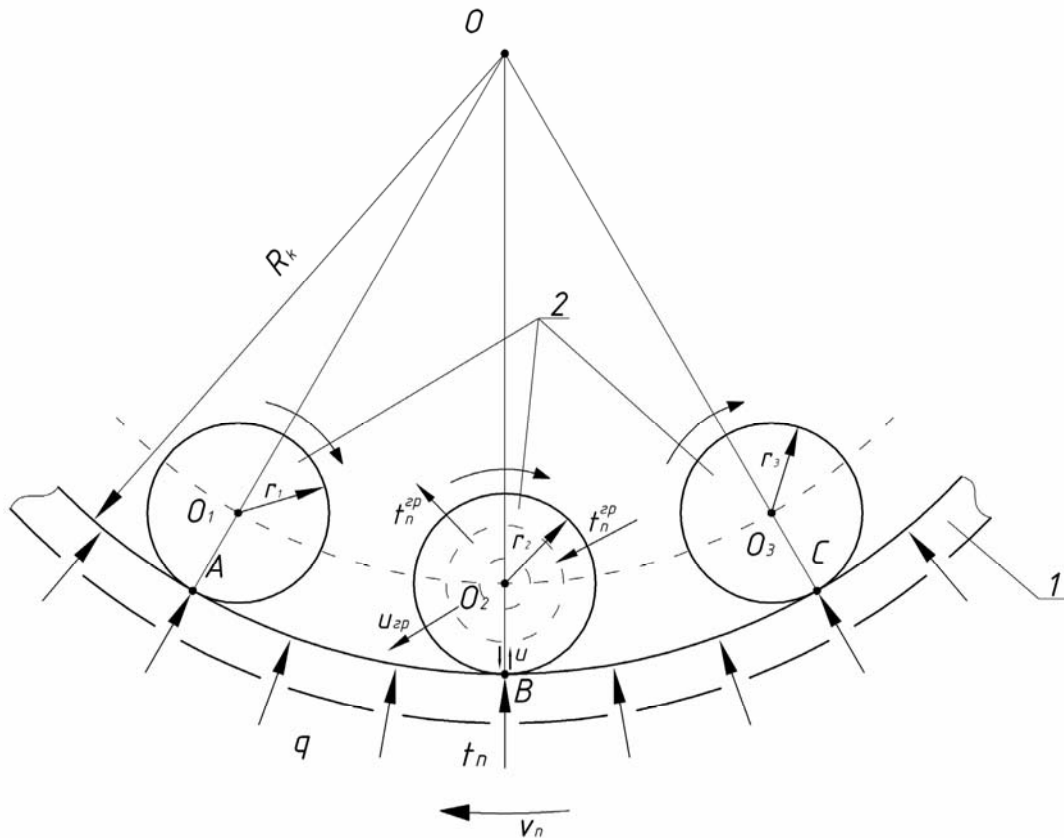
$$S_{d \min} = \varphi \cdot R \cdot dl = \sqrt{\left( \frac{1 - \mu_n^2}{E_n} - \frac{1 - \mu_{сп.}^2}{E_{сп.}} \right) P_k} \cdot R, \quad (3)$$

де  $\mu_n$ ,  $\mu_{сп.}$  – відповідно коефіцієнти Пуассона нагрітої поверхні та гранули;

$E_n$ ,  $E_{сп.}$  – модулі пружності нагрітої поверхні та гранули;

$P_k$  – максимальний тиск між нагрітою поверхнею та гранулою;

$R$  – радіус гранули, м.



1 – робоча поверхня; 2 – гранула

Рисунок 1 – Схема до розрахунку перенесення теплоти від нагрітої криволінійної поверхні до сформованої гранули кулястої форми

Площа контакту «поверхня – гранула» при  $V_{zp.} = 0$ ,  $S_D \rightarrow \min$ , тому ефективний тепловий потік  $Q_{заг.еф.}$ , що передається гранулі, за час повного оберту гранули навколо центра O визначатиметься, як:

$$Q_{заг.еф.} = \sum_{i=1}^n q_i + q_\phi, \quad (4)$$

де  $q_i$ ,  $q_\phi$  – відповідно щільність теплового потоку в точці дотику гранули до нагрітої поверхні та щільність теплового потоку на стадії фазового перетворення вологи у гранулі;

$n$  – кількість контактів при обертанні гранули навколо центра O.

Щільність теплового потоку, який передається від нагрітої поверхні до гранули за визначений час визначається відповідно до закону Фур'є:

$$q_i = -\lambda_{zp.} \frac{\partial t_{zp.}(y, \tau)}{\partial y} = -\frac{\lambda_{zp.} \cdot (t_{n.zp.} - t_{n.n.})}{1 + \sqrt{\frac{\lambda_{zp.} \cdot c_{zp.} \cdot \rho_{zp.}}{\lambda_{n.n.} \cdot c_{n.n.} \cdot \rho_{n.n.}}}} \frac{\partial}{\partial y} \left( e \cdot r \cdot f \cdot \frac{y}{2\sqrt{a_{zp.} \cdot \tau}} \right) = \sqrt{\frac{\lambda_{zp.} \cdot c_{zp.} \cdot \rho_{zp.}}{\pi \cdot \tau}} \frac{(t_{n.n.} - t_{n.zp.})}{1 + \sqrt{\frac{\lambda_{zp.} \cdot c_{zp.} \cdot \rho_{zp.}}{\lambda_{n.n.} \cdot c_{n.n.} \cdot \rho_{n.n.}}}}, \quad (5)$$

де  $\lambda_{zp.}$  – коефіцієнт теплопровідності вологи гранули, [кДж/(м·К)];

$\lambda_{n.n.}$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу нагрівальної поверхні, [кДж/(м·К)];

$c_{zp.}$ ,  $c_{n.n.}$  – відповідно питомі теплоємності вологи гранули та матеріалу нагрівальної поверхні, (Дж/кг·°C);

$t_{n.zp.}$ ,  $t_{n.n.}$  – температури на поверхні гранули та нагрівальної поверхні, °C;

$a_{зр.}$  – коефіцієнт температуропровідності вологої гранули,

$\rho_{зр.}, \rho_{н.п.}$  – відповідно щільність гранули та густина матеріалу нагрівальної поверхні, кг/м<sup>3</sup>.

Кількість теплоти, що сприймається однією гранулою, за час  $\tau$  її зневоднення до нормованого значення через площу  $S_{зр.}$ , яка визначається за формулами 1 і 2, визначається:

$$Q_{зр.} = \int_0^{\tau} q_i dS d\tau = \sqrt[2]{\frac{\lambda_{зр.} \cdot c_{зр.} \cdot \rho_{зр.} \cdot \tau}{\pi}} \cdot S_{зр.} \cdot \frac{(t_{н.п.} - t_{н.зр.})}{1 + \sqrt{\frac{\lambda_{зр.} \cdot c_{зр.} \cdot \rho_{зр.}}{\lambda_{н.п.} \cdot c_{н.п.} \cdot \rho_{н.п.}}}}. \quad (6)$$

Сумарна кількість теплоти, яка одночасно передається шару гранул ОМД розміщених на нагрівальній поверхні з врахуванням зміни їх розмірів та вологовмісту, визначатиметься за формулою:

$$Q_{заг.} = \sum_{i=1}^n \sqrt[2]{\frac{\lambda_{зр.} \cdot c_{зр.} \cdot \rho_{зр.} \cdot \tau}{\pi}} \cdot \frac{\delta_s}{(u_n - u_k) - \delta_s \cdot u_n} \cdot \frac{(t_{н.п.} - t_{н.зр.})}{1 + \sqrt{\frac{\lambda_{зр.} \cdot c_{зр.} \cdot \rho_{зр.}}{\lambda_{н.п.} \cdot c_{н.п.} \cdot \rho_{н.п.}}}}, \quad (7)$$

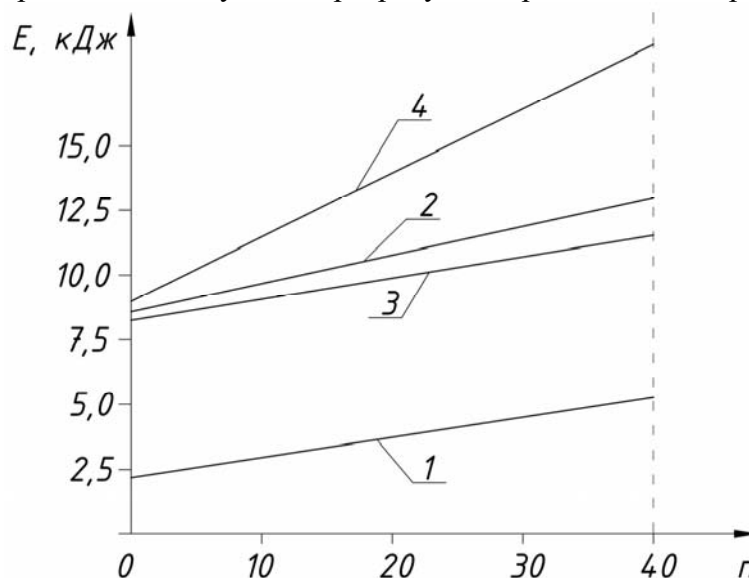
де  $\delta_s = (S_n - S_k)/S_n$  – відносна усадка гранули кулястої форми при зміні її вологовмісту від початкового  $u_n$  до кінцевого  $u_k$  значення.

Питомі енергетичні затрати у кДж при зневодненні гранул ОМД кулястої форми визначимо за формулою:

$$E = \frac{Q_{заг.}}{W}, \quad (8)$$

де  $W$  – пропускна здатність коливної нагрітої поверхні, кг/год.

Проведений розрахунок енергетичних затрат виконаний за допомогою прикладних програм на ПК. Результати розрахунків представлені на рис. 2.



1 – Сапропель + НРК; 2 – Сапропель + N; 3 – Сапропель + Р; 4 – Сапропель + К

Рисунок 2 – Питомі енергетичні витрати на зневоднення гранули в залежності від кількості коливань робочої поверхні.

Аналіз графічних залежностей показує, що ефективність зниження вологості у гранульованих ОМД знаходяться у прямолінійній залежності від різниці вологовмістів,

складу гранул, який впливає на її щільність, а також теплопровідність поверхневого шару гранули. Таким чином, проведені дослідження вказують на необхідність застосування комбінованого способу отримання гранул ОМД кулястої форми із зниженням до нормованої вологості. На першому етапі перетворення частинок довільної форми у частинки, що наближаються до форми кулі, та одночасним конвективним сушінням до затвердіння гранули. На другому етапі застосування кондуктивного сушіння з одночасним перекочуванням гранул нагрітою поверхнею для отримання необхідної твердості гранул та нормованої вологості.

#### Список літератури

1. П.В. Сисолін. З бажанням зберегти родючість української землі та допомогти селянину. 3б. статей, виступів та коментаріїв (1997 – 2008pp.). – Кіровоград, 2009. – 160с.
2. П.В. Классен, І.Г. Гришаев, И.П. Шомин. Гранулирование. – М.: Химия, 1991. – 240с.
3. Тарасюк В.В. /В.В.Тарасюк, В.Ф.Дідух, І.В. Тараймович// 3б.наук. статей. “Сільськогосподарські машини”. Визначення інтенсивності зневоднення частинок ОМД на етапі формування гранул. – Луцьк.: РВВ Луцького НТУ, 2011. – Вип.. 21, Т.2. С.130 – 134.
4. Тарасюк В.В. /В.В.Тарасюк, В.Ф.Дідух, І.В. Тараймович// загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. “Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин”. Конструктивні особливості формування гранул при виробництві ОМД на основі сапропелю. – Кіровоград., 2010. – Вип.. 40, Ч.2. С.226 – 230.
5. <http://www.saprex.ru>
6. <http://www.sapropek..narod.ru>
7. Скринік І.О. Обґрунтування параметрів зерносушарки каскадного типу для обробки насіння у киплячому шарі: Дис....канд.техн.наук: 05.05.11– машини та засоби механізації сільськогосподарського виробництва. Кіровоград – 2010.

*В. Тарасюк, В. Дідух*

#### **Исследование переноса тепла от нагретой поверхности к гранулам ОМД шарообразной формы**

В статье обосновано необходимость применения двух этапов формирования гранул ОМД на основании сапропеля методом окатывания. При этом на втором этапе колебательная поверхность имеет свойства нагреваться с помощью вмонтированных у неё нагревательных элементов, что обеспечивает не только уплотнение поверхностных слоёв гранул, но и необходимую твердость. Получены формулы для расчёта количества теплоты, которую получают гранулы через площадь контакта при снижении влажности до нормированного значения.

*V.Tarasyuk, V. Didukh*

#### **The Investigation Of Heat Transfer From The Heated Surface To The OMF Spherical Granules**

The article justified the need for two stages of OMF granule formation based on sapropel by the rolling method. Herewith during the second phase the oscillating surface has a possibility to heat up by the heating elements that are mounted inside it, which provides not only sealing of the granules surface layers, but also the necessary firmness too. We obtain formulas for calculating the amount of heat, which the granules receive through the contact area with a decrease in humidity up to a normalized value.

Одержано 19.09.11



УДК 631.333

А.С. Кобець, проф., Н.О. Нагієва, асп.

Дніпропетровський державний аграрний університет

## Дослідження впливу параметрів роторних робочих органів на якісні показники роботи розкидачів мінеральних добрив

Досліджено конструкційні особливості роторного робочого органу та їх вплив на якісні показники роботи розкидачів мінеральних добрив. Проведено експериментальні дослідження. Отримані результати по рівномірності внесення мінеральних добрив. На основі експерименту зроблено висновки та вибрано модель для подальшого впровадження в виробництво. Рекомендуємо виготовлення та впровадження в виробництво роторного робочого органу. Вбачається подальший напрямок роботи з аналітичного обґрунтування поверхні диска, визначенні кута нахилу лопатей та обґрунтуванні їх кутів відносно горизонту.

**мінеральні добрива, розкидач відцентрового типу, експериментально-дослідна установка, напрямні ребра, відцентровий робочий орган, диск**

**Вступ.** Основну масу мінеральних добрив та хіммеліорантів (МДХ), що застосовуються в нашій країні і передових країнах світу, вносять за технологією основного удобрення ґрунту суцільним способом по його поверхні. Аналогічно проводять і підживлення окремих сільськогосподарських культур [3,1,8].

За останні 15 років ситуація з використанням мінеральних добрив в сільськогосподарському виробництві країн СНГ дуже змінилася. Одним з визначних факторів є висока вартість мінеральних добрив та машин для їх внесення. Не меншу роль відіграє і дороговизна паливо-мастильних матеріалів, оскільки питомі витрати пального і матеріальних ресурсів дуже високі.

**Постановка проблеми.** За спостереженнями вчених, рівень впливу на врожайність вирощуваних культур агротехнічних заходів та інших чинників при сумісному їх застосуванні становить: удобрення ґрунту – 50%, обробіток ґрунту – 20%, вибір сорту – 10%, захист від шкідників – 20% [19, 10,2].

Вітчизняні виробники випускають машини для внесення мінеральних добрив МВД-900 (0,9м<sup>3</sup>) та МВД-0,5 (0,5м<sup>3</sup>), а також МВД-5СПРО і МД-4. За технічними характеристиками вищезгадані машини поступаються аналогам ведучих західних фірм (Amazon, Accord, Sulky, Diadem і ін.). Останні забезпечують високу рівномірність внесення мінеральних добрив, продуктивність але відрізняються високою вартістю.

Існуючі конструкції розкидачів мінеральних добрив відцентрового типу не забезпечують рівномірного внесення мінеральних добрив по поверхні поля. З метою підвищення цього показника було спроектовано та виготовлено чотири дослідних зразки роторних робочих органів діаметром 120 мм.[4,12,20,9] та один еталонний горизонтальний диск з чотирма лопатями. Висота лопатей дорівнювала 0,2 радіуса диска.

**Експериментальні дослідження.** Досліди проводились на експериментальній установці ДДАУ у навчально-виробничій лабораторії.



Рисунок 1 – Експериментально-дослідна установка

Дослідження були проведені на різних конструкціях робочих органів і робочим матеріалом був пісок та гранульовані мінеральні добрива (розмір гранул 1 мм).



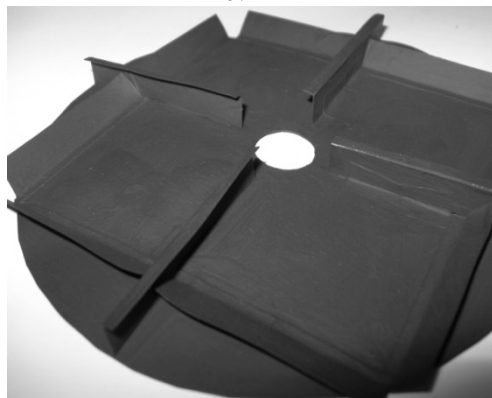
№1



№2



№3



№4

Рисунок 2 – Експериментальні робочі органи

На рис. 2 показано розроблені робочі. Диск №1 [11] із закріпленими на ньому ребрами, розташованими симетрично відносно осі обертання, а в утворених лопатями секторах встановлені напрямні ребра, кут нахилу яких та висота становить відповідно 15, 14 та 12 градусів та 0,12, 0,1 та 0,08 довжини радіуса у міру віддалення від осі обертання.

№2 – робочий орган для розсіювання мінеральних добрив з міжреберними прорізами, що включає диск із закріпленими на ньому ребрами, розташованими симетрично відносно осі обертання, кут нахилу яких та висота становить 15, 14 та 12 градусів та 0,12, 0,1 та 0,08 довжини радіуса у міру віддалення від осі обертання і в них зроблено вирізи в чотирьох місцях по радіусу кожного з ребер, з перекриттям цих вирізів. Такий кут нахилу ребер та величина радіуса проводилось з метою забезпечення найбільшої дальності польоту робочої маси та рівномірності розташування її по поверхні ґрунту[15].

Під № 3 зображено робочий орган для розсіювання мінеральних добрив, ребра якого припідняті над робочою поверхнею диску та розташовані під кутом до розкидаючого диску, відповідно з кутами раніше визначеними (згідно першого варіанту). Останні знаходяться над робочою поверхнею диска на деякій висоті і закріплені на ньому в двох місцях кожне[14].

Диск із закріпленими на ньому ребрами, розташованими симетрично відносно осі обертання, в утворених лопатями секторах встановлені напрямні ребра з кутом нахилу 12 градусів та висотою, що дорівнює 0,08 радіуса диску, які беруть початок і кінець у точках зовнішнього радіуса вищезгаданих перпендикулярних лопатей - №4[16].

№5 - серійний, горизонтальний робочий орган з чотирма радіально розташованими прямокутними лопатями.

Дослідження впливу різних експериментальних конструкцій роторних робочих органів на рівномірність внесення робочої суміші та продуктивності проводились згідно розробленої методики [6,13,18] в десятикратній повторюваності. В порівнянні з серійним робочим органом відцентрового типу наші зразки були зменшені в 5 разів. Використовувались коефіцієнти подібності при перерахуванні рівномірності розташування робочої суміші по поверхні та при визначенні ширини захвату робочого органу[5,7,8,17].

Таблиця 1– Результати досліджень п'яти робочих органів відцентрового типу

Показники	Зразки робочих органів				
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5
Пісок					
Коефіцієнт варіації, %	43	43	35	26	95
Похибка дослід, %	3,5	4,3	4,3	4,0	4,0
Робоча ширина захвату, м	0,9	0,9	0,9	0,9	0,85
Карбомід					
Коефіцієнт варіації,%	35	25	23	10	89
Похибка дослід,%	4,0	4,5	4,0	3,9	4,0
Робоча ширина захвату, м	1,3	2,3	0,57	2,5	2,3

Аналіз експериментальних досліджень, представлених в таблиці, дозволяє зробити наступні висновки стосовно типу робочого органу розкидача мінеральних добрив відцентрового типу. Така робоча суміш, як пісок, яку ми вносили відповідними робочими органами, має нерівномірність розташування по поверхні установки 26% - орган для розсіювання мінеральних добрив, з встановленими напрямними ребрами, які беруть початок і кінець у точках зовнішнього радіуса лопатей. У інших випадках

нерівномірність зростає, зокрема у серійного - до 95%. При використанні відповідних відцентрових дисків робоча ширина захвату становить 0,9 м та 0,85м.

При внесенні – карбаміду, коефіцієнт варіації нерівномірного внесення коливається від 10% до 89%, або нерівномірність розташування робочої суміші по поверхні установки у зразку №4 порівняно з №5 менша на 79%. При порівнянні робочої ширини захвату ми бачимо, що найбільшого значення вона досягає у цього самого зразку. У дослідному елементі № 3 ширина захвату зменшується порівняно з еталонним на 75%. Це свідчить про те, що робочий орган під номером 4 має самі високі результати, порівняно з досліджувальними.

Отже найкращим варіантом для створення нового удосконаленого робочого органу є зразок №4. Його ми і створимо в натуральному виді.

**Висновки.** Експериментальний роторний робочий орган №4 забезпечив коефіцієнт варіації 10% при проведенні дослідів на експериментальній установці. Ширина розкидання становила 2,5 м. При внесенні піску цим робочим органом відповідні показники становили 26% та 0,9м. При порівнянні даних з зразками №1-3, №5, ми бачимо, що вони суттєво (на 40%, 25% та 75% ) втрачають переваги у нерівномірності внесення, але конструктивні параметри, практично, не впливають на ширину захвату агрегату. Що ж стосується внесення карбаміду, то на 35%, в середньому по всіх дослідних зразках, №4 перевищує ширину розкидання робочої суміші, а нерівномірність внесення підвищується у №1 - на 71%, №2 – 60%, №3 – 57% та у співвідношенні з №5 – 95%.

Рекомендуємо виготовлення та впровадження в роботу роторного робочого органу №4. Вбачається подальший напрямок роботи з аналітичного обґрунтування поверхні диска, визначенні кута нахилу лопатей та обґрунтуванні їх кутів відносно горизонту.

## Список літератури

1. «Механізація і електрифікація сільського господарства», вип. №14, К. «Урожай» - 1970.
2. Адамчук В.В. Farmer, стаття «Резерви оптимізації внесення добрив»/ серпень 2008р. – С.24-27.
3. Адамчук В.В. Механіко-технологічні і технічні основи підвищення ефективності внесення твердих мінеральних добрив та хіммеліорантів: Автореф. дис... док. техн. наук: 05.05.11. –Національний аграрний університет, Київ, 2006.
4. В.А.Михайленко. Теоретическое обоснование диаметра роторного рабочего органа разбрасывателя минеральных удобрений. В сб.: Комплексная механизация и электрификация с.-х. производства. Труды Днепорпетровского СХИ, т. XXXIII, 1976.
5. В.И.Баловнев/ Методы физического моделирования рабочих процессов дорожно-строительных машин./Москва, Машиностроение, 1974.
6. ГОСТ 28714 – 2007 Машины для внесения твердых минеральных удобрений. Методы испытания.
7. Капустин Ю.А. Причины снижения качества внесения МУ/ Э.А. Шарикова, И.И. Шихев// Техника в сельском хозяйстве. – 1987, №12. – С.32-33.
8. Кравчук В.І. Сучасні тенденції розвитку конструкції с/г техніки/ М.І. Грицигінна, С.М. Ковалюк, - К.: Аграрна наука, 2004. – С.396.
9. Либман К.Е. Зарубежные машины для применения минеральных удобрений/ М. «Колос» - 1966.
10. Кегелес Ю.С. Обґрунтування форм вітрозакисного пристрою однодискового ввідцентрового розкидача/ Зб.
11. Орган для розсіювання мінеральних добрив Патент на корисну модель № 56441 від 10.01.2011 р. Кобець А.С., Деркач О.Д., Ільченко В.Ю., Пугач А.М., Нагієва Н.О.
12. Пилипенко О.М. Визначення параметрів ротора пневмовідцентрового туковисівного апарата/ Г.Р. Гаврилюк// Зб. «Механізація і електрифікація сільського господарства», К. «Урожай».
13. Программа и методика испытания машин по внесению минеральных удобрений. ЦМИС, Солнечногорск, В/о «Союзсельхозтехника», 1965.
14. Робочий орган для розсіювання мінеральних добрив. Патент на корисну модель № 09385 Кобець А. С., Деркач О. Д., Ільченко В. Ю., Пугач А. М., Нагієва Н. О.
15. Робочий орган для розсіювання мінеральних добрив. Патент на корисну модель № 59632. Кобець А.С., Кухаренко П.М., Деркач О.Д., Ільченко В.Ю., Пугач А.М., Нагієва Н.О.

16. Робочий орган для розсіювання мінеральних добрив. Патент на корисну модель № 54408 Кобець А. С., Кобець О. М., Деркач О. Д., Волик Б. А., Пугач А. М., Нагієва Н. О.
17. Сендряков И. Ф. «Методика и техника проведения опытов по изучению влияния неравномерности внесения минеральных удобрений на урожай/ «Химия в сельском хозяйстве» - 1970, №8.
18. Сметнев С. Д. «Состояние и перспектива механизация применения минеральных удобрений «Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства» - 1971, №5.
19. Техніка і технології АПК №9(12) /вересень, 2010. Науково-виробничий журнал./Економічні аспекти використання дискових борін різної модифікації на операції дискування стерні./Сидоренко С., Ярмош І., Ст.20-22.
20. Хоменко М. С. Исследование технологического процесса рассева минеральных удобрений центробежными аппаратами. Диссертация на соискание ученой степени к. т. н., Челябинск, 1960.

*А.Кобець, Н.Нагієва*

**Исследование влияния параметров роторных рабочих органов на качественные показатели работы разбрасывателей минеральных удобрений**

Исследовано конструкционные особенности роторного рабочего органа и их влияние на качественные показатели работы разбрасывателей минеральных удобрений. Проведены экспериментальные исследования. Полученные результаты по равномерности внесения минеральных удобрений. На основе эксперимента сделаны выводы и выбрана модель для последующего внедрения в производство. Рекомендуем изготовление и внедрение в производство роторного рабочего органа. Видится последующее направление работы из аналитического обоснования поверхности диска, определении угла наклона лопастей и обосновании их углов относительно горизонта.

*А. Кобец', Н. Nagieva*

**Research of influence of parameters of rotor workings organs is on high-quality indexes of work of throwing about of mineral fertilizers**

Investigational construction features of rotor working organ and their influence on the high-quality indexes of work of throwing about of mineral fertilizers. Experimental researches are conducted. The got results are on evenness of bringing of mineral fertilizers. On the basis of eksperementu conclusions are done and a model is chosen for the subsequent applying in industry. Recommend making and introduction in work of rotor working organ. Subsequent work assignment is seen from the analytical ground of disk surface. Subsequent work assignment is seen from the analytical ground of disk surface, determination of angle of slope of blades and ground of their corners in relation to horizon.

Одержано 02.10.11

УДК 622.331

Р.А. Хлопецький, асп., В.Ф. Дідух, проф., д-р техн. наук

Луцький національний технічний університет

## Кінематичний аналіз фрези для добування сапропелю

У статті наведено кінематичний аналіз та результати розрахунку робочого органу добувного модуля озерних сапропелів у вигляді фрези.

**фреза, добувний модуль, ротор, траєкторія, різання, товщина зрізу, кут різання**

**Постановка проблеми.** Україна, особливо її північно-західний регіон, багата на поклади озерного сапропелю, що належить до корисних копалин загальнодержавного значення. Найважливішою проблемою у сапропеледобуванні є невідповідність наявних засобів добування екологічному критерію [1]. Тому, розробка конструкцій та механізмів для добування сапропелевих покладів, які забезпечують екологічні умови є важливим питанням. Вибір фрези у якості робочого органу, лопаті якої виконані у формі секторів циліндра потребують дослідження процесу різання середнього шару сапропелю та, зокрема, кінематичного аналізу добувної фрези модуля для добування сапропелю з-під шару води [2].

**Метою досліджень** є розрахунок кінематичних параметрів фрези для добування сапропелю, зокрема: кутової швидкості, товщини зрізу сапропелю, швидкості поступального руху та кута різання.

**Результати досліджень** Робочі поверхні фрези обертаються зверху вниз у напрямку поступального руху добувного модуля. Поступальний рух робочого органу забезпечується швидкістю переміщення добувного модуля засобами папільйонування, а також завдяки обертовому рухові фрези.

До складу фрези входять чотири діаметрально розміщені робочі поверхні, виконані у формі секторів циліндра, які з'єднані між собою дисками і забезпечують різання сапропелю з мінімальним опором.

Траєкторія різання крайніх точок робочих поверхонь формується в результаті поєднання поступального руху  $u$  добувного модуля зі швидкістю  $w$ . Напрямок колового руху фрези у верхній частині співпадає з напрямком поступального переміщення добувного модуля, в нижній частині – протилежний йому.

Колову швидкість обертання фрези визначаємо за формулою Ейлера та попередньо встановлених параметрів:

$$v_{pk} = \omega \cdot R = 1,57 \cdot 0,4 = 0,63 \text{ м/с}, \quad (1)$$

де  $\omega, R$  – відповідно радіальна швидкість і радіус обертання ріжучої кромки.

В кожний момент руху, в деякій точці на відстані  $r_0 = \frac{u}{v_{pk}}$  від центральної осі фрези вниз швидкості поступального і колового руху зрівнюються. Тому траєкторії різання можна представити як криві, що утворюються коченням колеса без ковзання радіусом  $r_0$  по даній прямій.

Траєкторія різання описується точкою (рис. 1) на продовженні кола радіусом  $R$  від його центру. Криві, що при цьому утворюються є трохоїдами. Їх рівняння в

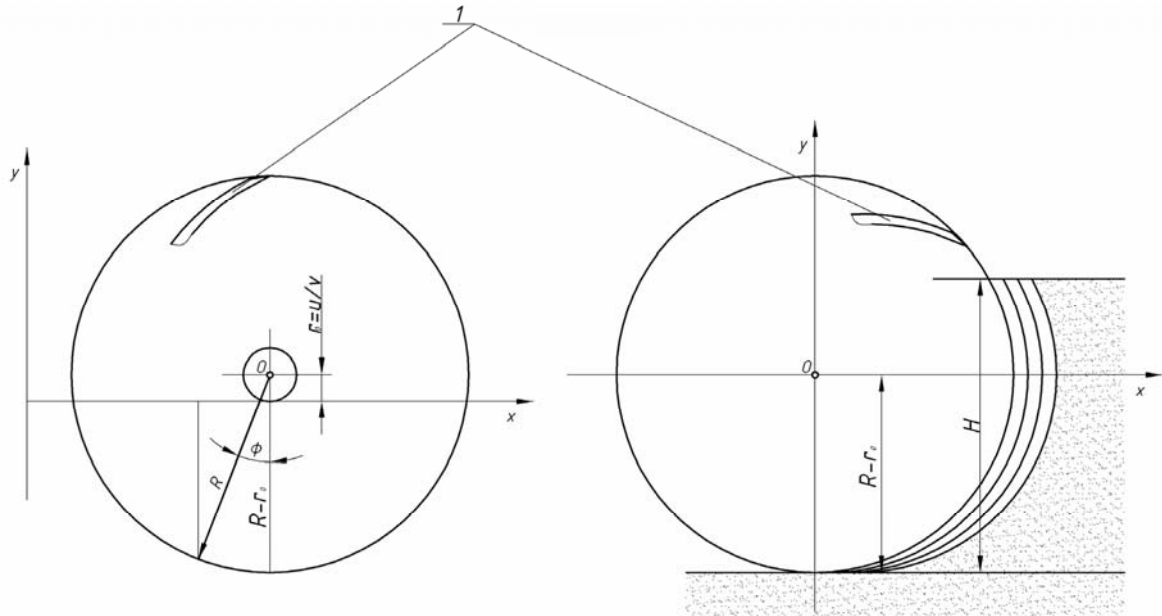
параметричній формі мають вигляд [3]:

$$\left. \begin{aligned} x &= r_0 \cdot \varphi + R \cdot \sin \varphi \\ y &= r_0 + R \cdot \cos \varphi \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

де  $\varphi$  – кут повороту фрези від початкового положення в радіанах;

$R$  – радіус кола фрези до ріжучих кромок.

Траєкторія різання однією робочою поверхнею побудована по координатах  $x$  і  $y$ , обчислених для точок кола від  $0^\circ$  до  $360^\circ$  через кожні  $30^\circ$ .



1 – ріжуча кромка

Рисунок 1 – Схема траєкторії руху ріжучої кромки робочої поверхні фрези

Крок траєкторії різань кожним ножем, що вимірюється в напрямку переміщення модуля:

$$l_0 = 2\pi \cdot r_0. \quad (3)$$

Крок послідовних траєкторій різання:

$$l = \frac{l_0}{n_n}, \quad (4)$$

де  $n_n$  – кількість робочих органів фрези.

Швидкість різання  $v$  є величина змінна. При повному повороті ротора на кут  $\varphi$  вона становитиме:

$$v = \sqrt{u^2 + \omega^2 \cdot R^2 + 2\omega \cdot R \cdot u \cdot \cos \varphi}. \quad (5)$$

Кут різання також є змінним. Його величина визначається наступним чином:

$$\delta = \delta_1 - \varphi + \arctg k, \quad (6)$$

де  $\delta_1$  – кут між передньою гранню робочої поверхні і дотичною в точці ріжучої кромки.

Кутовий коефіцієнт дотичної до траєкторії різання визначаємо так:

$$k = \frac{R \cdot \sin \varphi}{\frac{u}{v_{pk}} + R \cdot \cos \varphi}. \quad (7)$$

Знайдемо значення коефіцієнта дотичної при повороті ротора на  $90^\circ$ :

$$k = \frac{0,4 \cdot 1}{0,05 + 0,4 \cdot 0} = 8.$$

Товщина зрізу в кожній точці траєкторії:

$$h \approx \frac{2\pi \cdot r_0}{n_n}, \text{ або } h \approx \frac{2\pi \cdot r_0}{n_n} \cdot \frac{k}{\sqrt{1+k^2}}. \quad (8)$$

Знайдемо товщину зрізу при повороті ротора на  $90^\circ$ :

$$h = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,05}{4} \cdot \frac{8}{\sqrt{1+64}} = 0,08 \text{ м.}$$

Рациональне співвідношення швидкостей обертання фрези  $v_{pk}$  і переміщення добувного модуля  $u$  визначаємо з умови заповнення сапропелем кожного умовного об'єму робочої поверхні фрези за час просування його в масиві до глибини  $H = 0,75$  м від поверхні середнього шару:

$$q_r = \frac{2\pi \cdot r_0}{n_n} \cdot B \cdot H \text{ або } q_r = \frac{2\pi \cdot B \cdot H \cdot u}{n_n \cdot v_{pk}}, \quad (9)$$

звідки випливає:

$$v_{pk} = u \cdot \frac{2\pi \cdot B \cdot H}{n_n \cdot q_r}. \quad (10)$$

Отже швидкість  $u$  поступального руху модуля дорівнює:

$$u = \frac{v_{pk} \cdot n_n \cdot q_r}{2\pi \cdot B \cdot H} = \frac{6 \cdot 4 \cdot 0,12}{2 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 0,75} = 0,005 \text{ м/с.} \quad (11)$$

При проектуванні фрези слід правильно вибрати величини заднього кута, кута різання і кута нахилу ріжучої кромки робочої поверхні фрези.

$\gamma$  – задній кут між дотичною до обводу кола різання і дотичною до траєкторії руху ріжучої кромки робочої поверхні фрези відомий для ґрунтів. Він приймається не менше  $3-4^\circ$ ;

$\alpha$  – кут різання, що знаходиться між передньою ріжучою кромкою і дотичною до траєкторії різання. Він приймається в межах  $25-35^\circ$ .

Величину заднього кута визначаємо аналітично:

$$\gamma = \varphi - \lambda,$$

де  $\varphi$  – кут повороту ріжучої кромки робочої поверхні фрези:

$$\text{Кутові } \varphi \text{ відповідає подача } x_1 = u_z \cdot \frac{\varphi}{\delta},$$

де  $u_z$  – подача на робочу кромку ріжучої поверхні, що дорівнює:

$$u_z = \frac{v_n}{n \cdot z}; \quad (12)$$

$v_n$  – подача за одну хвилину,  $v_n = 0,005$  м/с;

$n$  – частота обертання фрези,  $n = 15$  с $^{-1}$ ;

$z$  – число робочих поверхонь фрези,  $z = 4$ ;

$\delta$  – центральний кут між робочими поверхнями, він знаходиться наступним чином:

$$\delta = \frac{2\pi}{z} = \frac{2 \cdot 3,14}{4} = 1,55 \text{ рад.} \quad (13)$$

Таким чином:

$$u_z = \frac{0,3}{15 \cdot 4} = 0,005 \text{ м.} \quad (14)$$



Перше коло на рис. 2 відповідає початковому положенню фрези; коло 2 відповідає положенню фрези після її повороту на кут  $\varphi$  і подачі на величину  $x_1$ . При цьому точка  $A$  на ножі перемістилась у положення  $(A)$ .

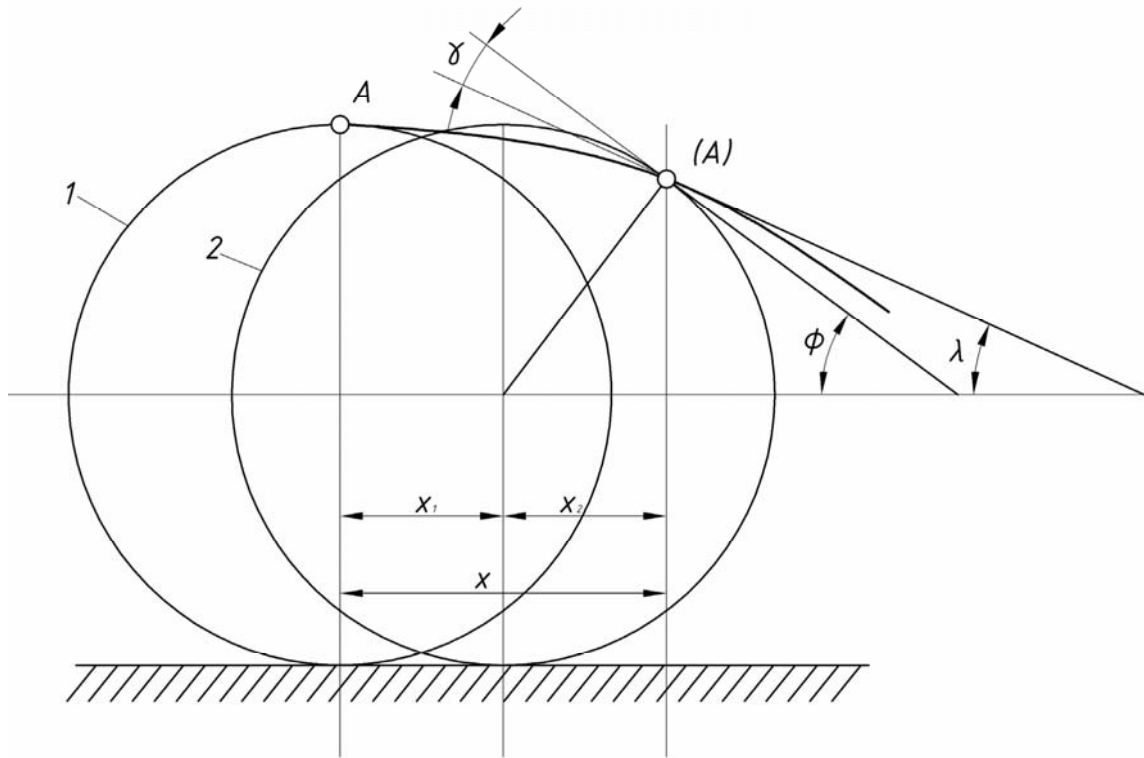


Рисунок - 2. Схема траєкторії руху точки на різучій кромці робочої поверхні фрези

Її координати визначаються виразами:

$$x = x_1 + x_2 = u_z \cdot \frac{\varphi}{\delta} + \frac{D_\phi}{2} \cdot \sin \varphi,$$

$$y = \frac{D_\phi}{2} - \frac{D_\phi}{2} \cdot \cos \varphi$$

де  $D_\phi$  – діаметр фрези,  $D_\phi = 0,8$  м.

Звідси:

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{u_z}{\delta} + \frac{D_\phi}{2} \cos \varphi;$$

$$\frac{dy}{d\varphi} = \frac{D_\phi}{2} \sin \varphi;$$

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{dy}{dx} = \frac{\frac{D_\phi}{2} \sin \varphi}{\frac{u_z}{\delta} + \frac{D_\phi}{2} \cos \varphi} = \frac{D_\phi \sin \varphi}{D_\phi \cos \varphi + 2 \frac{u_z}{\delta}};$$

$$\gamma = \varphi - \lambda = \varphi - \operatorname{arctg} \frac{D_\phi \sin \varphi}{D_\phi \cos \varphi + 2 \frac{u_z}{\delta}}.$$

При  $\varphi = 90^\circ$ :

$$\gamma = 90^\circ - \operatorname{arctg} \frac{D_\phi}{2 \frac{u_z}{\delta}} = \operatorname{arctg} \frac{2u_z}{D_\phi \cdot \delta} = \operatorname{arctg} \frac{2 \cdot 0,005}{0,8 \cdot 1,55} = \operatorname{arctg} 0,081 \approx 0,3^\circ.$$

Нехай  $u_0 = 0,005$  м/с – подача за один оберт фрези, тоді:

$$u_z = \frac{u_0}{z} = \frac{0,005}{4} = 0,00125 \text{ м/с.}$$

Підставляючи значення у вираз для  $\gamma$  отримаємо:

$$\gamma = \arctg \frac{u_0}{\pi \cdot D_\phi} = \arctg \frac{0,3}{3,14 \cdot 0,8} = \arctg 0,12 \approx 7^\circ.$$

Кут різання визначається з наступної залежності:

$$\alpha = \gamma + \beta,$$

де  $\beta$  – кут заточки ріжучої кромки, який, виходячи з умов міцності кромки різця, приймається в межах 25-30°. Приймавши  $\beta = 30^\circ$ , отримуємо:

$$\alpha = 7^\circ + 30^\circ = 37^\circ.$$

## Список літератури

1. Шевчук М. В. Сапропелі України: запаси, якість та перспективи використання: Монографія. Луцьк: Надстир'я, 1996. – 384 с.
2. Патент України на корисну модель № 51204 «Добувний модуль озерних сапропелів» UA МПК(2009) E02F 3/88, 2010р.
3. Ветров Ю. А. Резание грунтов землеройными машинами. Киев: Машиностроение, 1971 г., 357с.

*Р. Хлопецький, В.Дидух*

### **Кинематический анализ фрезы для добычи сапропеля**

В статье приведены кинематический анализ и результаты расчета рабочего органа добывающего модуля озерных сапропелей в виде фрезы

*R.Hlopetsky, V.Didukh*

### **Kinematic Analysis Of Sapropel Extraction Fraise**

The article presents kinematic analysis and the calculation results of the working body of lake sapropel extractive module made as fraise.

Одержано 19.09.11

УДК 621.436:62-531

**А.В. Рудь, проф., канд. техн. наук, О.В. Думанський, інж.**

*Подільський державний аграрно-технічний університет*

## Регулювання потужності дизельного двигуна машинно-тракторного агрегату

У статті приведено аналіз переходу на часткові режими роботи дизельного двигуна машинно-тракторного агрегату і викладено перспективний спосіб переходу на часткові режими для тягово-приводних агрегатів із збереженням швидкісного режиму роботи.

**регулювання, потужність, дизельний двигун, часткові режими, економія, паливо**

**Постановка проблеми.** Дизельні двигуни сучасних машинно-тракторних агрегатів працюють в широких діапазонах частот обертання колінчастого вала і навантажень, причому несталих навантажень. До них висувається комплекс досить жорстких вимог за їх техніко-економічними показниками, найважливішими з яких є ефективна потужність, крутний момент, годинна витрата палива і питома витрата палива.

Найбільша паливна економічність роботи дизельних двигунів досягається на режимах, близьких до номінального значення. Зниження її при переході на часткові навантажувальні режими, особливо на режими знижених частот обертання колінчастого вала багато в чому пояснюється особливостями роботи використовуваних паливоподаючих систем безпосередньої дії, а саме, зниженням при цьому тиску впорску, з одного боку, і циклової подачі, з іншого, обумовлюючи погіршення якості процесу паливоподачі.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Найперші дослідження в яких започатковано вирішення проблеми регулювання дизельного двигуна машинно-тракторного агрегату належать видатним вченим Болтінському В.Н., Крутову В.І., Настенко М.М., Борошкоку Л.А., Грунауеру А.А [1, 2, 3]. Теоретичне обґрунтування переходу дизельного двигуна на часткову швидкісну характеристику зміною частоти обертання при збереженні продуктивності машинно-тракторного агрегату належить Солонському А.С. [4]. Ефективність цього способу вибору режимів роботи дизельного двигуна енергонасичених універсально-просапних тракторів тягових класів 1,4 і 2,0 підтверджена багатьма науковцями, дослідниками та дослідними організаціями зокрема академіком Болтінським В.Н., Скотниковим В.А., Солонським М.А., Мащенським А.А, Чекменьовим В.В. [1, 4, 5].

Такий спосіб регулювання режимів роботи застосовується, в основному, на тягових машинно-тракторних агрегатах для приводу робочих органів яких не використовується вал відбору потужності.

Ефективним методом економії палива дизельних двигунів машинно-тракторних агрегатів може стати перехід на акумуляторні системи паливоподачі. Але слід зазначити, що розроблені за кордоном такі системи, зокрема типу Common Rail виявилися високовимогливими до чистоти палива і не завжди досить пристосованими до наших умов [6].

В зв'язку з цим на сьогодні велику практичну цінність представляє вдосконалення тих систем, що виправдали себе протягом багатолітньої експлуатації з добре відпрацьованими конструкціями і технологіями виготовлення широко

використовуваних систем безпосередньої дії. Саме тому є конча необхідність в дослідженні цих систем і способів регулювання потужності дизельних двигунів.

**Мета дослідження:** дослідити і визначити найбільш перспективні способи регулювання максимальної потужності дизельного двигуна машинно-тракторного агрегату. Намітити шляхи вдосконалення регулювання потужності дизельного двигуна задля підвищення паливної економічності та зменшення викидів шкідливих речовин разом з вихлопними газами для тягово-приводних і приводних агрегатів.

**Виклад основного матеріалу.** Найкраще уявлення про ефективну роботу дизельного двигуна можна отримати розглянувши зовнішню швидкісну характеристику з регуляторною віткою (рис. 1).

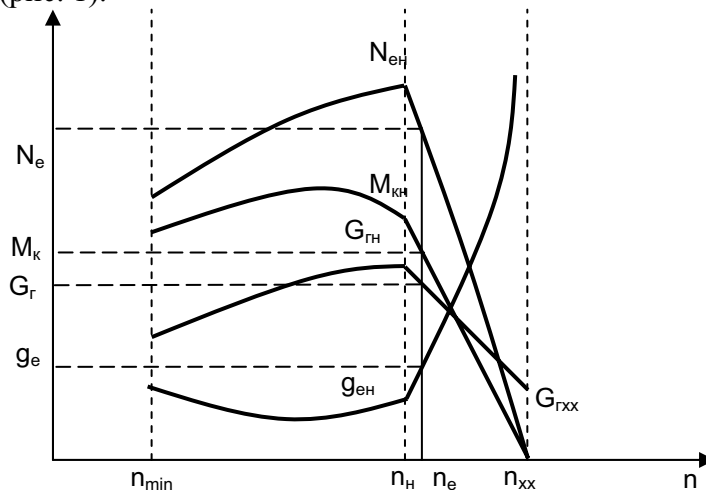


Рисунок 1 - Робота дизельного двигуна на зовнішній швидкісній характеристиці з регуляторною віткою

На характеристиці виділяють дві зони – регуляторна в діапазоні частот обертання колінчастого вала на холостому ході  $n_{xx}$  до номінальної частоти обертання  $n_n$  колінчастого вала, і безрегуляторну (коректорну) – від номінальної частоти обертання  $n_n$  колінчастого вала до мінімальної частоти обертання  $n_{min}$  колінчастого вала. Із збільшенням зовнішнього навантаження на дизельний двигун, частота обертання колінчастого вала на регуляторній вітці зменшується, а ефективна потужність  $N_e$ , крутний момент  $M_k$  і годінна витрата палива  $G_r$  зростають. Номінальні показники роботи дизельного двигуна, а саме номінальна годінна витрата палива  $G_{гн}$ , номінальний крутний момент  $M_{кн}$ , номінальна ефективна потужність  $N_{ен}$  та номінальна питома витрата палива  $g_{ен}$  встановлюються при досягненні двигуном номінальної частоти обертання колінчастого вала  $n_n$ .

При подальшому збільшенні зовнішнього навантаження робота дизельного двигуна переходить на безрегуляторну (коректорну) вітку. При цьому його потужність зменшується, через зменшення частоти обертання колінчастого вала, а крутний момент зростає до максимального значення. Питома витрата палива на коректорній вітці при зменшенні частоти обертання зменшується від номінального до мінімального значення. Подальше зниження частоти призводить до зменшення крутного моменту і потужності та зростання питомої витрати палива.

З аналізу регуляторної характеристики (рис.1) видно, що під час роботи на регуляторній вітці при невеликих навантаженнях питома витрата палива в двигуні різко збільшується, тобто погіршується його економічність. Крім того, в результаті впливу часті зміни навантажень, що діють на машинно-тракторний агрегат, регулятор працює в неусталеному режимі внаслідок випадкових коливань кутової швидкості колінчастого вала. Тому, бажано експлуатувати дизельний двигун машинно-тракторного агрегату в зоні номінальної частоти обертання колінчастого вала при зниженні ступеня

нерівномірності регулятора до 8%, що забезпечує зменшення середньоквадратичного відхилення кутової швидкості дизеля в 1,56 рази і зниження погектарної витрати палива на 0,5 – 1,0% [7].

На малоенергоємних операціях в умовах недовантаження, підвищення паливної економічності машинно-тракторного агрегату може здійснюватися шляхом зниження швидкісного режиму двигуна і зниженням передаточного числа трансмісії агрегату. В цьому випадку при даному тяговому опорі сільськогосподарських машин двигун переводиться на режим роботи з більшим крутним моментом ( $M_{к1}$ ) або середнього ефективного тиску, що дозволяє підвищити економічність ( $g_{ен1} < g_{ен}$ ) роботи двигуна в порівнянні з роботою при недовантаженнях на номінальному швидкісному режимі (рис.2).

При прийнятій ширині захвату агрегату швидкість і продуктивність можна зберегти приблизно однаковими порівняно з роботою машинно-тракторного агрегату на номінальному швидкісному режимі двигуна.

Перехід двигуна на часткові знижені швидкісні режими при роботі машинно-тракторного агрегату раціональний в наступних випадках:

- для зменшення швидкості руху агрегату без втрат часу на перемикання передач (при поворотах в кінці гону, при переїздах через перешкоди тощо), коли потрібно знизити швидкість для технологічного обслуговування;
- під час під'їднання або навішування сільськогосподарських машин, коли потрібний плавний рух трактора з невеликою швидкістю;
- при неможливості раціонально завантажити двигун на робочій передачі, при обмеженні робочої швидкості агротехнічними вимогами.

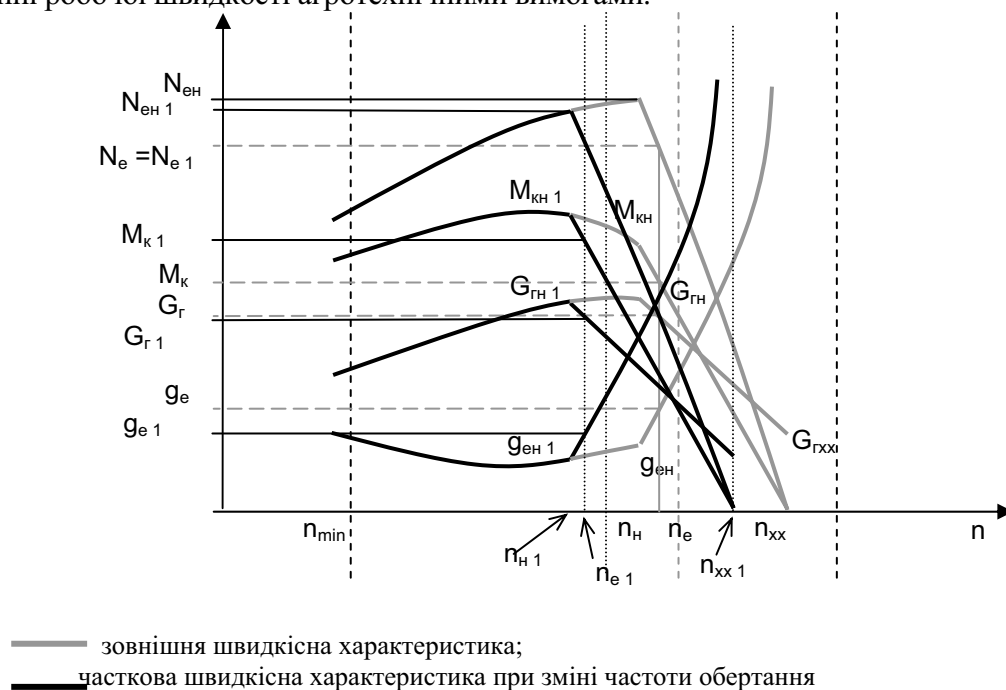


Рисунок 2 - Робота дизельного двигуна по швидкісній характеристиці з регуляторною віткою із зміною частоти обертання

Для оцінки економічності роботи двигуна необхідно враховувати характер зміни питомої витрати палива залежно від завантаження двигуна в зоні роботи регулятора.

Перехід на часткові режими роботи дає можливість при однаковому навантаженні двигуна  $N_e = N_{e1}$  поліпшити паливну економічність  $g_e > g_{e1}$ .

Такий спосіб вибору режимів роботи застосовується, в основному, на тягових машинно-тракторних агрегатах для приводу робочих органів яких не використовується вал відбору потужності.

Для приводних і тягово-приводних машинно-тракторних агрегатів зниження частоти обертання колінчастого вала дизельного двигуна з метою зменшення його потужності може виявитися небажаним із-за можливих відхилень від агротехнічних вимог виконання певної сільськогосподарської операції. Тому є необхідним змінювати потужність двигуна в сторону зменшення при збереженні частоти обертання колінчастого вала, яка відповідає зовнішній регуляторній характеристиці  $n_H = n_{H2}$  (рис.3).

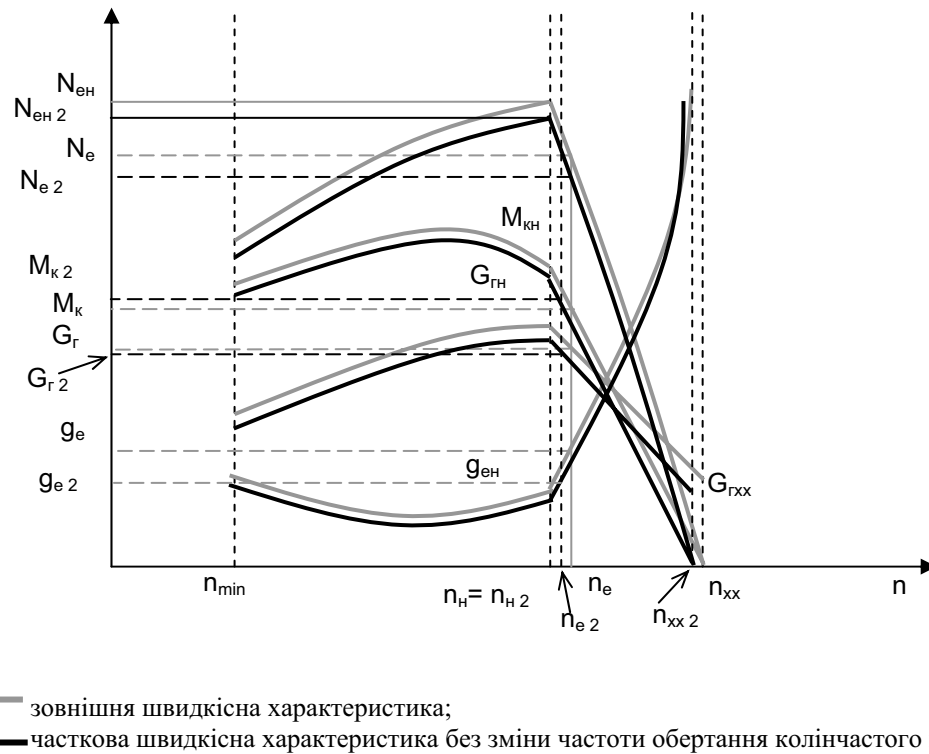


Рисунок 3 – Робота дизельного двигуна по швидкісній характеристиці з регуляторною віткою із змінною потужністю при незмінній частоті обертання колінчастого вала

Крім того, характерною особливістю всережимних регуляторів частоти обертання колінчастого вала дизельних двигунів є неможливість забезпечити однакову ступінь нерівномірності його роботи на всіх режимах експлуатації. При цьому найменша ступінь нерівномірності роботи регулятора проявляється на максимальних частотах обертання колінчастого вала (а при переході на часткові регуляторні характеристики зміною частоти обертання колінчастого вала він суттєво збільшується і це призводить до того, що підвищується витрата палива). Тому зусилля дослідників Долганова К.Є., Говоруна А.Г., Головчука А.Ф. та інших були спрямовані на те, щоб подолати такі негативні наслідки [8,9].

З аналізу графіків на рисунку 3 видно, що при переході на часткові режими роботи за умови постійної частоти обертання колінчастого вала  $n_H = n_{H2}$  експлуатаційні показники, зокрема питома витрата палива зменшується  $g_{e2} < g_e$ , а ступінь нерівномірності роботи регулятора залишається такий як і при номінальному режимі роботи.

**Висновки.** Проаналізувавши наявні способи регулювання дизельних двигунів машинно-тракторних агрегатів прийшли до висновку, що найкращий спосіб регулювання тягово-приводних і приводних агрегатів є зміна ефективної потужності при незмінній частоті обертання колінчастого вала двигуна.

## Список літератури

1. Болтинский В.Н. Теория, конструкция и расчет тракторных и автомобильных двигателей. - М: Издательство сельскохозяйственной литературы, журналов и плакатов, 1962. - 391 с.
2. Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателями внутреннего сгорания. - М.: Машиностроение, 1989. - 414 с.
3. Настенко Н.Н., Борошок Л.А., Грунауэр А.А. Регуляторы комбайновых и тракторных двигателей. - М.: Машиностроение 1965. - 252 с.
4. Скотников В.А., Машенский А.А., Солонский А.С. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. - М: Агропромиздат, 1986. - 384 с.
5. Чекменьов В.В. Підвищення паливної економічності дизеля на польових роботах застосуванням універсального регулятора: Дис. канд. техн. наук: Чекменьов Василь Васильович - К., 2007. - 199с.
6. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. Первое русское издание. - М.: ЗАО „КЖИ „За рулем”, 2004. - 480 с.
7. Журбенко В.И. Исследования и подбор рациональных параметров регулятора дизеля СМД - 62 с целью повышения производительности МТА: Дис. канд. техн. наук: Журбенко В.И. - К., КАДИ, 1981. - 232 с.
8. Головчук А.Ф. Улучшение топливной экономичности и снижение дымности тракторного дизеля с турбонаддувом: Дис. канд. техн. наук. Головчук Анатолий Федорович. - К., КАДИ, 1981. - 300 с.
9. Говорун А.Г., Долганов К.Е., Столяров А.Л. Про регулювання автотракторного дизельного двигуна // Вісник сільськогосподарської науки. - К., Урожай, 1974. - № 9. - С. 33-36.

*А.Рудь, А.Думанский*

### **Регулирование напряжения дизельного двигателя машинно-тракторного агрегата**

В статье проведен анализ перехода на частичные режимы работы дизельного двигателя машинно-тракторного агрегата и изложен перспективный способ перехода на частичные режимы для тягово-приводных агрегатов с сохранением скоростного режима работы.

*A.Rud', A.Dumanskiy*

### **Voltage regulation of diesel engine tractor operated machinery**

In the article the analysis of passing is conducted to the partial modes of operations of diesel engine of asm, the perspective method of passing is presented to the partial modes for hauling-drive asms with the maintainance of speed office hours.

Одержано 21.09.11

УДК 658.511.5:620.92

Л. П. Середя, проф., канд. техн. наук, М. В. Зінєв, асп, Ю.В. Щаблевський, магістр.  
Вінницький національний аграрний університет

## Розробка і дослідження роботи мобільних агрегатів для отримання біогазу і твердопаливної щепи

В даній статті розглянуто комплекс перспективних мобільних машин розроблених в Вінницькому національному аграрному університеті, для переробки відходів тваринництва і отримання з них біогазу, а також для виробництва твердопаливної щепи з гілок дерев непридатних для промислової переробки. Проведено порівняльний аналіз їх конструкції з іншими аналогічними промисловими зразками. Наведено приклади використання даних розробок для промислових та господарських потреб. Описано конструкції та принцип роботи кожної з розроблених машин.

**мобільні агрегати, біогаз, твердопаливна щепи, розробки**

**Вступ.** В останні роки через ряд соціально-економічних та політичних проблем стало актуальним питання розробки нових засобів для отримання та використання альтернативних видів палива. Зростання попиту на альтернативні види палива пов'язано з можливістю заощадження коштів за рахунок їх використання. Отже закономірним є і те, що зростає зацікавленість до обладнання для виробництва альтернативних видів палив. Тому проектування нового, якісного обладнання для виробництва альтернативних видів палива є беззаперечним кроком для виходу з кризи, та підняття економіки держави. Для забезпечення найбільшого ефекту від використання альтернативних видів палива, необхідною умовою є їх доступність та універсальність, що дозволить використовувати їх в різних галузях народного господарства та промисловості [1].

На сьогоднішній день на вітчизняному ринку представлений широкий комплекс обладнання для виробництва альтернативних видів палива, однак воно не завжди є доступним та якісним. У зв'язку з цим, проектування та виробництво якісного та доступного обладнання та машин для отримання альтернативних видів палива є пріоритетним завданням для науки в цілому [2].

**Постановка проблеми.** Розглянути основні перспективні напрямки отримання біогазу та щепи, ознайомитись з комплексом перспективних машин та обладнання для їх отримання.

**Аналіз публікацій.** Питанням використання альтернативних джерел енергії в нашій країні почали цікавитись відносно нещодавно. Це пов'язано з тим, що до кінця 90 – х років майже не існувало проблеми нестачі енергоносіїв. Більш гостро ця проблема постала в останні роки, і саме в цей час активізувались дослідження направлені на розробку обладнання для отримання альтернативних видів палива.

Серед вчених які приділяли увагу даному питанню можна виділити наступних: Джеджула В.В., Ратушняк Г.С., Лощенко А.О., Дубровін В.О., Пристая О.Д., Корчемний М.О., Масло І.П., та ін.

**Основна частина.** Перш ніж починати розробку нового обладнання необхідно перш за все визначити перспективні напрямки розвитку даної галузі. Якщо розглядати напрямки розвитку альтернативних видів палива, то можна виділити два найбільш перспективних напрямки: виробництво біогазу та твердопаливної щепи. Отже наукова діяльність в Вінницькому національному аграрному університеті спрямована на



розробку машин для отримання даних альтернативних видів палива. Але розробку нової конструкції будь-якої машини неможливо проводити, не розглянувши вже існуючі зразки аналогічної техніки. Під час аналізу існуючих зразків перш за все, необхідно виділити їх переваги та недоліки, щоб при конструюванні нової машини покращити переваги та усунути недоліки прототипів.

Отже чим саме обумовлена необхідність розробки нової конструкції біогазової установки. Сучасна наука здатна запропонувати велику кількість конструкцій біогазових реакторів, але кожен з них має свої недоліки та переваги [3]:

- необхідність використання додаткового обладнання для зберігання та транспортування відпрацьованого субстрату до місць його кінцевої переробки;
- утворення товстого шару осаду на стінках реактора в процесі довгого використання;
- ускладнення при очистці стінок реактора від осаду;
- висока вартість великих промислових установок;
- прив'язаність до одного місця встановлення.

В результаті аналізу існуючих конструкцій біогазових установок, нами запропонована схема мобільної біогазової установки (рис. 1).

Мобільна біогазова установка містить шасі 1, на якому встановлено резервуар 2 (реактор). В середині резервуару 2 вмонтовані дві лопатеві мішалки 3, що приводяться в обертний рух гідромоторами 4, які закріплені на поверхні резервуару, лопатеві мішалки 3 встановлені на валу 5, який з'єднаний з гідромотором і муфтою 6. В верхній частині резервуару розташований люк 7 в якому вмонтовано додаткову горловину 8 з кришкою 9, що використовується для ручного завантаження субстрату в резервуар. На поверхні резервуару встановлено запобіжний клапан 10, манометр 11, та газопровід 12 з краном 13. В передній частині встановлено компресор 14, що приєднаний до повітропроводу 15 який закінчується в нижній точці резервуару, привід компресора відбувається через вал відбору потужності енергозасобу. Привід гідромоторів 4 мішалок, відбувається від насосної станції чи від напірної магістралі енергозасобу. До складу насосної станції входять гідробак 16, гідронасос 17, перепускний клапан 18, розподільник 19, гідропроводи 20, манометр 21, фільтр робочої рідини 22. В задній частині резервуару в нижній точці встановлено зливний трубопровід 23 та зливний кран 24.

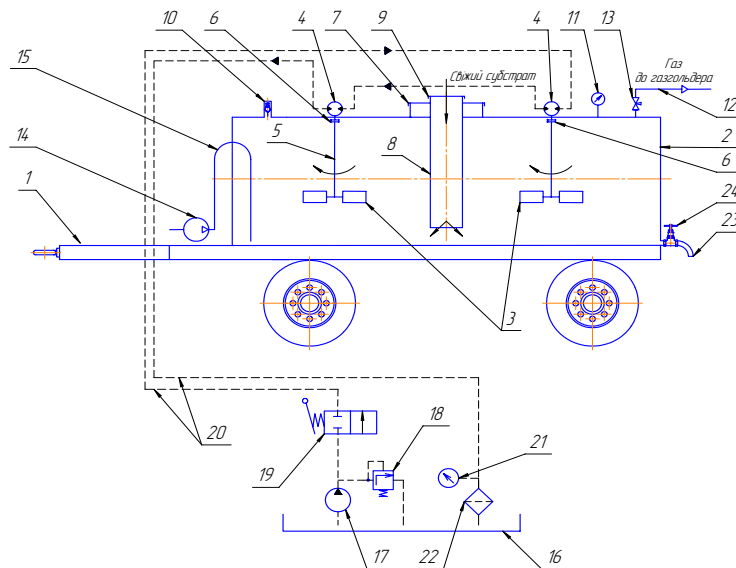


Рисунок 1 - Конструктивна схема мобільної біогазової установки

Працює машина наступним чином. Установка встановлюється неподалік місць отримання субстрату чи біля вигрібних ям. Субстрат завантажується в резервуар 2

через горловину 8 при відкритій кришці 9, субстрат розбавляємо водою для зменшення густини. Резервуар 2 заповнюється субстратом та водою на 2/3 від об'єму резервуару. Після повного заповнення, для кращого виділення біогазу з субстрату його необхідно перемішувати, субстрат перемішується лопатевими мішалками 3, мішалки приводяться в обертовий рух гідромоторами 4 які сполучені гідропроводами 20 з насосною станцією, для початку перемішування вмикають привід насосної станції він приводить в дію гідронасос 17 який починає створювати тиск в напірній магістралі гідропроводу, для приведення в рух гідромоторів 4 переводимо розподільник 19 в необхідне положення, після цього мішалки починають обертатись і змішувати субстрат. Після проведення змішування змішувачі вимикають і вимикають привід насосної станції. Перемішування проводиться періодично раз на 12 год. Через певний час з субстрату починає виділятися газ, отриманий газ накопичується в верхній частині резервуару 2, коли в резервуарі тиск зростає до 5 атмосфер відкривається кран 13 і газ по газопроводу 12 потрапляє в газгольдер звідки при потребі відбирається споживачами, значення тиску в резервуарі контролюється манометром 11. На резервуарі встановлено запобіжний клапан 10, що запобігає підвищенню тиску в газгольдері вище максимально можливого рівня. Коли з субстрату перестає виділятися газ і його необхідно вилучити з резервуару то відключаємо газопровід 12 від резервуару 2, зрівноважуємо тиск в резервуарі 2 з атмосферним, для цього відкриваємо кран 13 та спускаємо залишки газу, після врівноваження тиску кран 13 закриваємо, приєднуємо біогазову установку до транспортного засобу та транспортуємо на поле. Під час руху виникають коливання субстрату, які змушують битись субстрат об стінки резервуару це призводить до змивання осаду з стінок резервуару, коли біогазова установка привезена на місце внесення відпрацьованого субстрату, відкриваємо зливний кран 24, приєднуємо компресор 14 до вала відбору потужності транспортного засобу. Під час обертання вала відбору потужності компресор 14 починає створювати тиск повітря в повітропроводі 15, з нього потік повітря потрапляє через шар субстрат до резервуару 2 де починає створюватись надлишковий тиск, при збільшенні тиску в резервуарі 2 збільшується тиск на поверхню субстрату і він під дією тиску починає витискатись з резервуару 2 через зливний трубопровід 23. Коли субстрат починає виливатись через зливний трубопровід приводимо в рух транспортний засіб і розливаємо відпрацьований субстрат на поверхню поля. Після повного розливання субстрату вимикаємо компресор 14 закриваємо кран 24, і повертаємо біогазову установку на постійне місце, де вона знову наповнюється свіжим субстратом і процес повторюється.

Дана мобільна біогазові установка є виготовлена і готова до роботи, вона знаходиться на території ВНАУ та на даний момент триває її дослідження, і дослідження різних субстратів, на виділення біогазу.

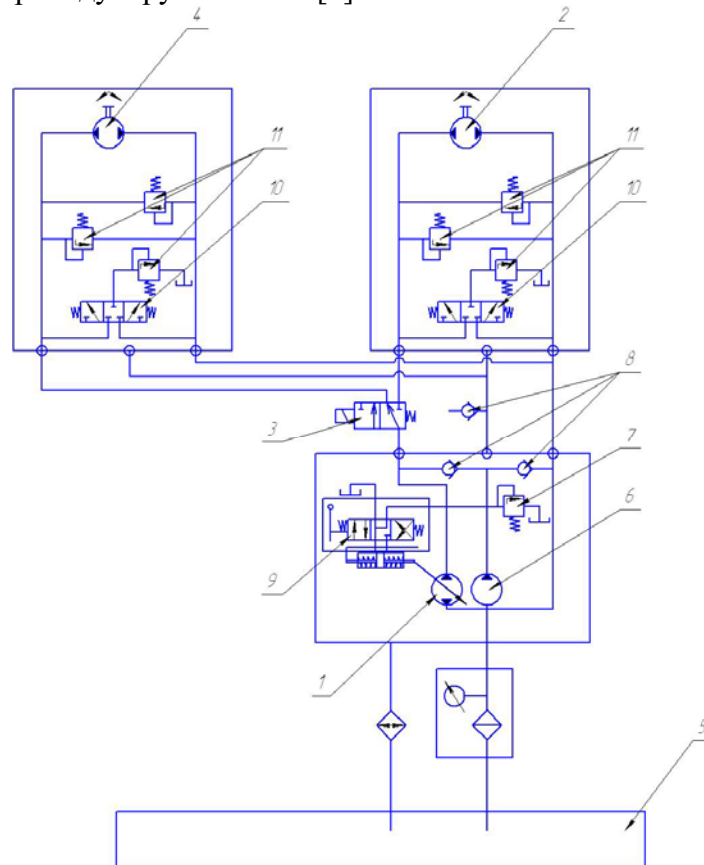
Іншою перспективною машиною для виробництва перспективного виду палива є мобільний агрегат для переробки відходів деревини в щепу.

Недоліком більшості мобільних агрегатів є їх низька продуктивність і неможливість переробляти в щепу хмиз з товщиною більше 5-10 см. Дана проблема вирішується при використанні стаціонарних машин, вони здатні переробляти в щепу гілки товщиною до 15см, і вище. Так як товщина більшості гілок, що не використовуються в промисловості, не перевищує 15 см, ці машини як найкраще підходять для використання в наших умовах. Потужність стаціонарного зразка машини 30 кВт, продуктивність до 20 м<sup>3</sup>/год., розмір щепи від 8 до 40 мм в залежності від кількості ножів.

При розробці мобільної машини за основу ми взяли стаціонарну машину. Ми пропонуємо розробку мобільного агрегату на базі стаціонарної рубальної машини за рахунок встановлення її на енергозасіб.

Для проведення досліджень роботи мобільного агрегату була проведена модернізація коренезбиральної машини КС-6Б наступним чином. Проведено демонтаж

вивантажуючого транспортера з землі подрібнювачем, на його місце на рамі встановлено рубальну машину. Привод рубальної машини виконано з застосуванням гідромотору МП-90. Таким чином гідростатична трансмісія коренезбиральної машини КС-6Б замість двох машинної схеми стала трьох машинною. На (рис 2) наведена модернізована схема гідростатичної трансмісії коренезбиральної машини КС-6Б. Вона складається з регульованого насоса НП – 90 і двох гідромоторів МП – 90. Працює модернізована машина наступним чином. При переїзді до місця лісозаготівлі в машині використовують насос НП – 90 поз. 1 і гідромотор МП – 90 поз. 2. Коли машина прибула до місця роботи, розподільник поз. 3 відключає гідромотор МП – 90 поз. 2 і включає гідромотор МП – 90 поз. 4. Подача хмизу проводиться робітником вручну. По завершенні роботи рубальної машини розподільник 3 вимикає гідромотор 4 і включає гідромотор 2 для приводу в рух машини [4].



1 – гідронасос НП – 90, 2 – гідромотор МП – 90, 3 – розподільник, 4 – гідромотор, 5 – гідробак, 6 – насос підкачки, 7 – 11 – золотник напірний, 8 – запобіжні клапани, 9 – гідро розподільник, 10 – розподільник.

Рисунок 2 - Модернізована схема гідростатичної трансмісії коренезбиральної машини КС-6Б

### Висновки.

Розробка мобільних машин для отримання альтернативних видів палива є перспективним і правильним напрямком їх розвитку.

Мобільна біогазові установка може стати незамінним помічником в невеликих фермерських, та особистих селянських господарствах. Вона вирішує декілька проблем одразу:

- переробляє відходи тваринництва;
- виробляє дешевий біогаз;
- використовується для транспортування відпрацьованого субстрату;
- з її допомогою можна проводити внесення органічних добрив.

Мобільна рубальна машина, в свою чергу, може бути використана дорожніми службами, енергетиками, залізничниками, та ін. організаціями для очистки доріг ліній

електропередач, залізничних колій від заростей дерев та чагарників, виробляючи при цьому дешеве природне паливо.

## Список літератури

1. Біопалива (технології, машини і обладнання) / Дубровін В.О., Корчемний М.О., Масло І.П. та інші. - К.: ЦТІ «Енергетика і електрифікація», 2004. - 256 с.
2. Г.А. Удовиченко., Полтавський інститут АПВ ім. Вавилова «Досвід виробництва альтернативних екологічно чистих видів палива на Полтавщині». Вісник Полтавської державної аграрної академії. 2010 №3. 159 с.
3. Біопалива (технології, машини і обладнання) / Дубровін В.О., Корчемний М.О., Масло І.П. та інші. - К.: ЦТІ „Енергетика і електрифікація”, 2004. - 256 с.
4. Серeda Л.П., Зінев М.В., «Розробка та дослідження роботи мобільного агрегату для переробки в щепу деревних відходів» / Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь: ТДАТУ, 2010. – Вип. 10. Том 7. С 181-189.

*Л. Серeda, М. Зінев, Ю. Шаблевський*

### **Разработка и исследование работы мобильных агрегатов для получения биогаза и твердотопливной щепы**

В данной статье рассмотрен комплекс перспективных мобильных машин разработанных в Винницком национальном аграрном университете, для переработки отходов животноводства и получения из них биогаза, а также для производства твердотопливного привоя из ветвей деревьев непригодных для промышленной переработки. Проведен сравнительный анализ их конструкции с другими аналогичными промышленными образцами. Приведены примеры использования данных разработок, для промышленных и хозяйственных потребностей. Описаны конструкции и принцип их действия

*L. Sereda, M. Ziniev, Y. Shablevskiy*

### **Development and research of work of mobile aggregates is for the receipt of biogas and solid-propellant graft**

In this article the complex of perspective mobile machines of developed is considered in the Vinnytsya national agrarian university, for processing of wastes of stock-raising and receipt from them of biogas, and also for the production of solid-propellant graft from the branches of trees useless for the industrial processing. The comparative analysis of their construction is conducted with other analogical industrial prototypes. The examples of the use of these developments are resulted, for industrial and economic necessities. Constructions and principle of their action are described.

Одержано 03.10.11

УДК 621.891.539.375.6

**В.М.Кропівний, проф., канд. техн. наук, І.В.Шепеленко, доц., канд. техн. наук, В.В.Черкун, інж.**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Розробка та дослідження складу технологічного середовища для ФАБВО

У статті наведені результати досліджень розробленого складу ПАС для ФАБВО. Існуючий склад ПАС дозволяє одержувати якісні покриття на поверхні нелегованих сталей. Якість покриття через налипання окремих часток латуні на поверхні легованих сталей значно погіршуються. Запропонований склад ПАС забезпечує одержання рівномірного, суцільного покриття на поверхні легованих сталей.  
**поверхнево – активне середовище, ФАБВО, покриття, коефіцієнт тертя**

**Актуальність.** Для підвищення надійності та довговічності деталей машин застосовують різноманітні способи нанесення металевих і полімерних покриттів [1], одним з яких є метод фінішної антифрикційної обробки (ФАБВО), що дозволяє значно поліпшити параметри поверхонь тертя та умови припрацювання з'єднань. Сутність методу полягає в нанесенні тертям покриття, що сприяє локалізації деформацій зрушення, схоплювання та інших процесів, які супроводжують тертя деталей у тонкому легкодеформуючому шарі покриття [2].

Однією з умов успішного здійснення ФАБВО є введення в зону контакту спеціальної технологічної рідини – поверхово – активного середовища (ПАС), яке змочує оброблювану поверхню, розпушує оксидну плівку, пластифікує поверхню й створює умови для схоплювання металів. Таким чином, ПАС багато в чому визначає якість покриття й продуктивність процесу ФАБВО.

У роботах [3, 4] сформульовані основні функціональні й технологічні вимоги, які пред'являють до ПАС:

- вміст поверхнево – активних речовин у кількості, що дозволяє розпушувати оксидні плівки та пластифікувати оброблювану поверхню та інструмент, що натирає;
- вміст органічних матеріалів, здатних при взаємодії з іншими компонентами або в процесі нанесення до полімеризації та утворення на поверхні покриття, що містить мідь, полімерної плівки;
- компоненти середовища повинні перебувати в розчиненому вигляді для забезпечення гарного транспортування складу, що подають в зону обробки;
- оптимальна в'язкість, безпека, стабільність, низька корозійна активність та ін.

Головним критерієм якості технологічного середовища є комплекс триботехнічних властивостей покриття, які оцінюються наступними основними показниками: рівномірність покриттів, що утворюються; маслоємність (пористість); шорсткість поверхні; товщина покриття; зносостійкість [5].

Існуючі склади ПАС дозволяють, в основному, одержувати якісні покриття на поверхні нелегованих сталей. Якість покриття через наливання окремих часток латуні на поверхні легованих сталей значно погіршуються.

**Методика проведення досліджень.** Вибір і випробування ПАС проводилися на основі результатів літературно – патентного аналізу. Для підвищення якості покриття, нанесеного фінішної антифрикційної безабразивної вібраційною обробкою (ФАБВО), розроблена ПАС наступного складу: ортофосфорна кислота 0,8...1 мас. %, олеїнова

кислота 0,7...0,9 мас. %, ізопропиловий спирт 4...7 мас. %, соляна кислота – 2...3 мас. %, інше – гліцерин [6].

Склад ПАС готували простим змішуванням компонентів. Покриття наносили на циліндричні зразки із цементованої сталі 18ХГТ із шорсткістю  $R_a=1,25 - 1$  мкм. Зразки попередньо знежирювали, протирали і зазначений склад волосяним пензликом наносили на поверхню. Нанесення покриття здійснювали прутком з латуні Л-62 на токарно-гвинторізному верстаті 16К20 з використанням розробленого пристрою [7] при наступних режимах: тиск інструменту –  $P = 6$  МПа; швидкість ковзання інструменту –  $V_k = 1,82$  м/с; відношення частот подвійних ходів інструменту і обертання деталі –  $n_{п.х.}/n_d = 57$ ; величина осциляції інструменту –  $\ell_o = 7,12$  мм.

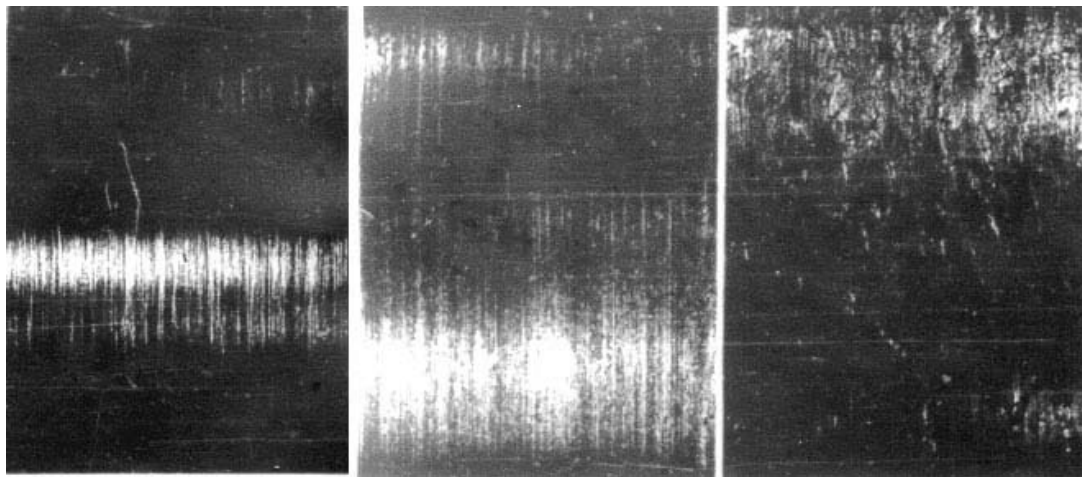
Вибір кількісного вмісту ортофосфорної кислоти обумовлений тим, що при низьких її концентраціях (менш 0,8%) покриття утворюється не щільним. При більш високих концентраціях (понад 1%) якість покриття погіршується через налипання окремих часток латуні. Більша кількість іонів водню в гліцерині, олеїновій кислоті приводить до його впровадження у вакансії, які утворює хром в сталі. Це сприяє руйнуванню поверхні з подальшою взаємодією з вільним хромом і утворенням фосфорнокислого хрому  $CrPO_4$  з випаданням його в осад, механічно не пов'язаного з основною структурою сталі, що травиться. Крім цього, соляна кислота взаємодіючи із хромом утворює розчинний осад  $CrCl_3$  з виділенням великої кількості додаткового водню.

Такий стан мікрорельєфу поверхні сприяє покращенню перенесення латуні на сталеву поверхню з дифундуванням міді в поверхневі шари при ФАБВО, забезпечуючи міцність зчеплення нанесеного шару зі сталеву основою деталі.

При вивченні особливостей процесу ФАБВО з використанням розробленого складу ПАС визначали сили тертя, що виникають між поверхнями сталі 18ХГТ і латуні Л62. Дослідження проводилися при сухому терті, з використанням розробленого й відомого складу ПАС [8].

**Результати досліджень.** Додавання до відомого складу ПАС ортофосфорної кислоти дозволило зруйнувати оксидні плівки та одержати 100% суцільність покриття. Роль гліцерину в зазначеному складі ПАС полягає в тому, що він не тільки усуває на поверхні тертя латуні сталеву плівку, але й при нагріванні до температури порядку  $180...220^{\circ}C$  має властивість інтенсивно відновлювати мідь із її окислів. Оскільки контакт деталей при терті відбувається в окремих плямах, загальна площа яких у багато разів менша номінальної площі сполучених поверхонь, то на поверхні латуні при терті є мікроділянки з інтенсивним виділенням тепла, на яких відбувається відновлення латуні з окісної плівки, що утворюється на поверхні металу [9].

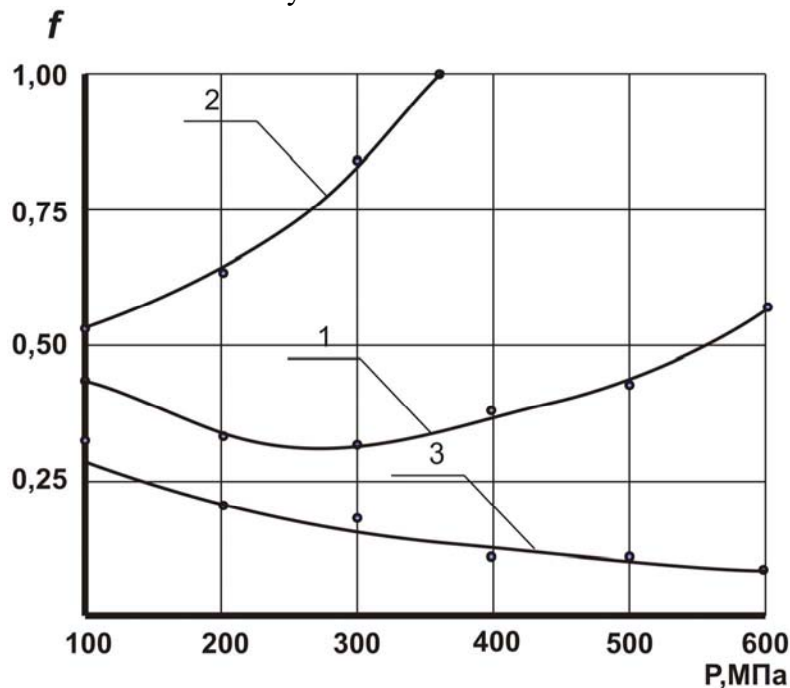
Дослідження будови оброблених поверхонь (рис.1) свідчать про те, що саме з використанням розробленого складу ПАС можливе одержання рівного, суцільного покриття. Ділянки поверхні латуні, на яких відбувається відновлення окісної плівки, мають підвищену активність до схоплювання зі сталлю. Поверхня сталі 18ХГТ (рис.2, б) поступово покривається суцільним шаром латуні, що складається з окремих мікрочастинок, міцно скріплених як зі сталеву поверхнею, так і між собою.



а) – вихідна поверхня; б) – ФАБВО з використанням розробленого ПАС; в) – ФАБВО з використанням відомого ПАС

Рисунок 1 - Стан поверхонь зразків зі сталі 18ХГТ до та після ФАБВО ( $\times 7$ )

Коефіцієнт тертя при використанні розробленого складу ПАС перебуває в межах 0,35...0,5 (рис.2) і незначно змінюється в результаті зміни тиску. Це свідчить про те, що з підвищенням тиску збільшується площа фактичного контакту поверхонь тертя, на яких відбувається схоплювання металу.



1 – у розробленому ПАС; 2 - при сухому терті; 3 – у відомому ПАС

Рисунок 2 - Залежність коефіцієнта тертя  $f$  від тиску  $P$  при ФАБВО

При сухому терті відбувається задир з'єднаних поверхонь, який характерний для схоплювання металів при терті, що супроводжується інтенсивним зростанням коефіцієнта тертя.

У відомому ПАС у результаті налипання часток латуні, і як наслідок, погіршення якості покриття, значення коефіцієнта тертя зі збільшенням тиску падає.

**Висновки.** Результати досліджень показали, що вони відповідають існуючим уявленням про вплив ПАС і фізико-хімічних процесів, що відбуваються на поверхні металів при терті, на характер перенесення латуні при ФАБВО. Наявність хімічно

активної стосовно мідного сплаву ПАС і протікання відповідних фізичних процесів на поверхні металів при терті (зокрема, виділення тепла) є необхідною умовою для здійснення ФАБВО. При досягненні в приконттактних об'ємах контактуючих металів температур порядку 180...220<sup>0</sup>С і контактних тисків запропонований склад ПАС дозволяє формувати покриття 100% суцільності на поверхні сталі 18ХГТ.

## Список литературы

1. Карп Н.И. Износостойкость и защитные покрытия (Обзор)/ И.Н. Карп// Экотехнологии и ресурсосбережения. – 2007. - №6. – С.24-39.
2. Гаркунов Д.Н. Финишная антифрикционная безабразивная обработка (ФАБО) поверхностей трения деталей/ Д.Н. Гаркунов// Ремонт, восстановление, модернизация. – 2009. - №3. – С.36 – 41.
3. Потапов Г.К. Финишная антифрикционная безабразивная обработка (ФАБО) гильз цилиндров и шеек коленчатых валов двигателей/ Потапов Г.К., Балабанов В.И.// Эффект безызносности и триботехнологии. – 1994. - №3. – С.48 – 53.
4. Гаркунов Д.Н. Триботехника. Конструирование, изготовление, эксплуатация машин / Гаркунов Д. Н. – М. : Машиностроение, 2002. – 632 с.
5. Балабанов В.И. Повышение долговечности двигателей внутреннего сгорания сельскохозяйственной техники реализацией избирательного переноса при трении: автореф. дисс. докт. техн. наук: 05.02.03/ В.И. Балабанов. – М., 1999. – 38 с.
6. Пат. 41439 Україна, МПК С23С 22/05. Поверхнево – активне середовище для нанесення покриттів фрикційно – механічним методом/ В.М. Кропивний, І.В.Шепеленко, В.А. Павлюк-Мороз, В.В.Черкун, М.В.Красота, І.М. Соколенко (Україна). – №200814103; заявл. 08.12.2008; опубл. 25.05.2009, Бюл.№10.
7. Пат. 35858А Україна С23С20/00. Пристрій для фрикційно-механічного нанесення покриттів/ М.І.Черновол, В.В. Черкун, В.М. Наливайко, Є.К.Солових (Україна). – №99010209; заявл. 14.01.1999; опубл. 16.04.2001, Бюл.№3.
8. А. с. 954516 СССР, МКИ С23С17/00. Поверхностно - активная среда для нанесения натирированием покрытий из меди и медных сплавов / С.С.Гриденюк, В.Д. Евдокимов, Д. Н. Гаркунов, Г.Н. Филимонов (СССР). -№2966970/22-02; заявл. 21.07.80; опубл. 30.08.82, Бюл.32.
9. Гаркунов Д. Н. Триботехника (износ и безызносность): учебник / Гаркунов Д.Н. – М.: МСХА, 2001. – 616 с.

*В.Н.Кропивний, І.В.Шепеленко, В.В.Черкун*

### **Разработка и исследование состава технологической среды для ФАБВО**

В статье приведенные результаты исследований разработанного состава ПАС для ФАБВО. Существующий состав ПАС позволяет получать качественные покрытия на поверхности нелегированных сталей. Качество покрытия из-за налипания отдельных частиц латуни на поверхности легированных сталей значительно ухудшаются. Предложенный состав ПАС обеспечивает получение равномерного, сплошного покрытия на поверхности легированных сталей.

*V.Kropivny, I.Shepelenko, V.Cherkun*

### **Development and study of the technological environment for FABVO**

The article described the results of studies designed to FABVO of PAS. The current composition of the PAS can receive high-quality coating on the surface of unalloyed steels. Coating quality due to adhesion of individual particles on the surface of brass alloy steels is much worse. The proposed composition of the PAS provides a uniform, continuous coating on the surface of alloy steels.

Одержано 07.10.11



УДК 621.43-2.004

**І.А. Дудніков, доц., канд. техн. наук**  
*Полтавська державна аграрна академія*

## Оцінка надійності машин та шляхи її підвищення

Розглядаються питання надійності машин і шляхи її досягнення.  
**надійність, ймовірність, відмова, відновлення, коефіцієнт готовності**

Надійність є однією із складових частин якості будь-якої технічної системи. Проблема забезпечення надійності виникає в машинобудуванні, ремонтному виробництві, будівництві, транспорті та інших галузях народного господарства.

Теоретичний аналіз явищ, технологічних процесів та функціонування машин і складальних одиниць заснований на виборі певних моделей або розрахункових схем, виділяючи істотні фактори і відкидаючи другорядні. Можна відзначити два підходи до аналізу: детерміністичний і ймовірно-статистичний (стохастичний). При першому підході всі фактори, що впливають на поведінку моделі, тобто її параметри, параметри навколишнього середовища, початкові умови тощо вважають певними, детермінованими. Проте висновки, засновані на детерміністичних моделях, можуть розходитись з результатами інших спостережень внаслідок впливу на поведінку реальних систем великої кількості слабо контрольованих взаємодіючих факторів. На відміну від детерміністичного підходу, стохастичний підхід до аналізу явищ враховує випадкові фактори і дає результати, що містять ймовірнісні оцінки.

Застосування ймовірнісних методів для вирішення проблеми надійності стикається з певними технічними труднощами, особливо по відношенню до надійності малосерійних об'єктів, оскільки теорія ймовірності базується на великій кількості статистичних даних. До того ж серед інженерно-технічних працівників є певне упередження проти ймовірно-статистичних підходів до питань безпеки експлуатації технічних систем, що ґрунтується на наступних факторах:

- недостатнє знайомство зазначених працівників з теорією ймовірності і математичною статистикою;
- їх настороженість до використання ймовірнісних категорій у питаннях безпеки працюючих та збереження навколишнього середовища.

У теорії надійності існує два напрямки: системна, статистична (математична) теорія надійності; фізична теорія надійності. Об'єктом системної теорії надійності служать технічні системи з елементів, що взаємодіють між собою для збереження працездатності. Вихідну інформацію в системній теорії надійності, як правило, утворюють показники надійності елементів, що визначаються статистичною обробкою результатів випробувань і (або) експлуатаційних даних. Завдання системної теорії надійності вирішують в рамках теорії ймовірності та математичної статистики.

Відмінна риса фізичної теорії надійності полягає в тому, що підтримку працездатності технічної системи і можливості виникнення відмов розглядають в ній як результат взаємодії між системою та зовнішніми впливами (експлуатаційними навантаженнями, умовами середовища тощо), а також механічними, фізичними і хімічними процесами, що відбуваються в компонентах системи в процесі її експлуатації.

Показники надійності машин та їх складальних одиниць оцінюють на основі фізичних методів, в той час як для оцінки показників надійності машин в цілому

використовують моделі системної теорії надійності [1].

Основи нормування та забезпечення надійності регламентуються національними стандартами, а також міжнародними документами рекомендаційного характеру.

Система стандартів з надійності включає заходи організаційного, технічного, експлуатаційного, економічного характеру, які спрямовані на забезпечення і підтримку техніко-економічного доцільного рівня надійності виробів, на скорочення, що пов'язані із забезпеченням надійності витрат часу, матеріальних і трудових ресурсів.

Методологічне значення стандартів з надійності полягає в тому, що вони дозволяють регламентувати методи вирішення типових задач аналізу, прогнозування, оцінювання та забезпечення надійності, що відповідають сучасному науково-технічному рівню. Стандарти з надійності вносять істотний вклад у загальну справу підвищення культури проектування, зношування і експлуатації технічних об'єктів, підвищення ефективності виробництва і якості продукції.

Серед організацій, які вносять значний внесок у розробку стандартів для забезпечення надійності виробів, слід вказати Американське товариство з випробувань та матеріалів (*American Society for Testing and Materials, ASTM*). Основний напрямок *ASTM* – створення нормативно-технічної та методичної документації з випробувань матеріалів і деталей машин на конструкційну надійність [2].

Стан будь-якого об'єкта характеризується деякою сукупністю значень параметрів і кількісних ознак, перелік яких і межі допустимих змін встановлюються в нормативно-технічній (практико-конструкторській) документації. Об'єкт вважається справним, якщо його параметри відповідають всім вимогам документації, а – несправним, якщо об'єкт не відповідає хоча б одній з вимог документації [3].

Класифікація станів показана на рис. 1. У даній класифікації особливе місце займають граничні стани, при досягненні яких об'єкт повинен бути знятий з експлуатації (відправлений в ремонт, списаний або переданий для застосування не за призначенням).



Рисунок 1 - Класифікація станів об'єктів

Будь-яку подію, що полягає в порушенні працездатного стану об'єкта, прийнято вважати відмовою.

Найважливіша ознака для класифікації відмов – це рівень їх критичності, тобто тяжкість наслідків. Особливо небезпечним слід вважати катастрофічні відмови, які створюють загрозу для життя і здоров'я людей або призводять до великих економічних втрат. Класифікація відмов за наслідками необхідна при нормуванні надійності тобто для обґрунтування вибору номенклатури та чисельних значень нормованих показників надійності. Класифікація відмов проілюстрована на рис. 2.

До критичних відмов слід відносити такі, виникнення яких приводить до невиконання завдання.

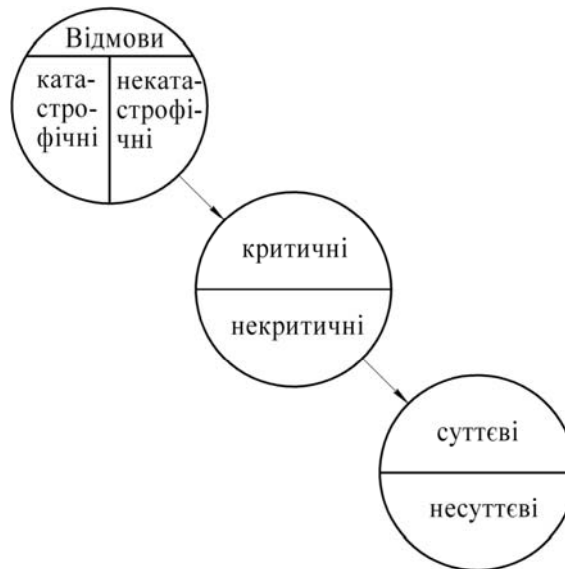


Рисунок 2 - Класифікація відмов

Критеріями віднесення відмови до тієї чи іншої категорії можуть служити витрати праці і часу на усунення її наслідків; можливість і доцільність ремонту силами споживача; тривалість простоїв через виникнення відмови, рівень зниження продуктивності при відмові, що приводить до частково непрацездатного стану тощо.

Відмови які викликані процесами старіння, зношування, корозії, втоми за умови дотримання всіх встановлених вимог, передбачених нормативною документацією, відносять до категорії деградаційних. Ці відмови, як правило, відбуваються на пізній стадії експлуатації об'єкта, коли внаслідок природних процесів він або його складові частини наближається до граничного стану за умовами фізичного зносу. Ймовірність виникнення цих відмов у межах планованого повного (або міжремонтного) терміну служби повинна бути досить мала. Це звичайно забезпечується розрахунком на довговічність, а також належною системою технічного обслуговування.

В Україні номенклатуру показників надійності регламентують стандарти [4-6]. З метою одноманітності всі показники надійності, що перераховані в зазначених стандартах, визначені як ймовірнісні характеристики, точкові або інтервальні оцінки яких отримують, обробляючи експериментальні дані за допомогою методів математичної статистики.

Експлуатація відновлюваних об'єктів може бути описана наступною послідовністю: в початковий момент часу об'єкт працює до першої відмови; після відмови відбувається відновлення працездатності, і об'єкт знову працює до відмови і т.д. На осі часу  $t$  моменти відмов утворюють потік відмов, а моменти відновлень – потік відновлень. Математичний опис експлуатації об'єкта за цією схемою побудовано на основі теорії відновлення [7].

Середнє напрацювання на відмову визначається за формулою:

$$T = \frac{t}{M\{r(t)\}}, \quad (1)$$

де  $t$  – сумарне напрацювання;

$r(t)$  – число відмов протягом цього напрацювання;

$M\{ \}$  – математичне очікування випадкової величини, що стоїть в дужках.

Для відновлюваних об'єктів використовують також показник - параметр потоків відмов, рівний відношенню математичного очікування числа відмов за досить мале напрацювання об'єкта до значення цього напрацювання:

$$\mu(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{M\{z(t + \Delta t) - z(t)\}}{\Delta t}, \quad (2)$$

де  $\Delta t$  – малий відрізок часу;

$z(t)$  – число відмов, що наступили від початкового моменту до досягнення напрацювання  $t$ . Різниця  $z(t + \Delta t) - z(t)$  дорівнює числу відмов на відрізкові  $[t, (t + \Delta t)]$ .

У міжнародній практиці зрозуміло, що «параметру потоку відмов» відповідає термін *failure intensity*, у той час як зрозуміло, що «інтенсивності відмов» відповідає термін *failure rate*.

Останнім часом використовують комплексні показники надійності, які характеризують дві чи більше властивості, що входять у визначення надійності, наприклад, безвідмовність і ремонтоздатність. До них відносяться ті, які є кількісними характеристиками готовності об'єкта до виконання необхідних функцій: коефіцієнт готовності; коефіцієнт технічного використання.

Коефіцієнт готовності – це ймовірність того, що об'єкт опиниться в працездатному стані в довільний момент часу, крім планованих періодів, протягом яких застосування об'єкта за призначенням не передбачається.

Коефіцієнт технічного використання дорівнює відношенню математичного очікування сумарно часу перебування об'єкта в працездатному стані за деякий період до математичного сподівання сумарного часу перебування об'єкта в працездатному стані і тривалості простоїв, обумовлених технічним обслуговуванням і ремонтом за той же період. У стандартних умовах коефіцієнт технічного використання  $K_{TB}$  також може бути виражений через відношення:

$$K_{TB} = \frac{T}{T + T_B}, \quad (3)$$

де  $T$  – середнє напрацювання на відмову;

$T_B$  – середній час відновлення.

## Список літератури

1. Болотин В.В. Методы теории вероятностей и теории надежности в расчетах сооружений / Болотин В.В. – М.: Стройиздат, 1982. – 351 с.
2. Probabilistic Safety Assessment. New York: American Nuclear Society. 1993. Vol. 1. 744 p.
3. Международный электротехнический словарь. Надежность и качество услуг. Публикация 50 (191) МЭК: Пер. с англ.: – М.: МНТК «Надежность машин», 1990. – 66 с.
4. ДСТУ 2470-94. Надійність техніки. Терміни та визначення.
5. ДСТУ 2860-94. Надійність техніки. Терміни та визначення.
6. ДСТУ 2861-94. Надійність техніки. Аналіз надійності. Терміни та визначення.
7. Гнеденко Б.В. Введение в теорию массового обслуживания / Гнеденко Б.В., Коваленко И.Н. – М.: Наука, 1987. – 336 с.

*И. Дудников*

**Оценка надежности машин и пути ее повышения**

Рассматриваются вопросы надежности машин и пути ее достижения.

*I. Dudnikov*

**Assessment of reliability of machines and ways to improve**

The questions the reliability of machines and ways to achieve it.

Одержано 25.09.11

УДК 631.172:633.521

**А.С. Лімонт, доц., канд. техн. наук**

*Житомирський національний агроекологічний університет*

## Вантажно-транспортне забезпечення збирання льонотрести

Опрацьована методика розрахунку вантажно-транспортного забезпечення збирання льонотрести. Наведені розрахункові залежності для визначення тривалості навантажування снопів і рулонів трести в транспортні засоби та потреби в транспортних засобах, використання яких сприятиме реалізації потоковості технологічного процесу збирання.

**льонотреста, збирання, операція, навантажування, транспортування, проектування, розрахунок**

**Постановка проблеми.** Переважно льон-довгунець вирощують для одержання насіння і волокнистої складової урожаю. Його збирають сноповим, роздільним чи комбайновим способами або ж поєднанням двох останніх. Реалізують волокнисту складову урожаю соломою, трестом чи волокном. У разі приготування трести росяним мочінням її піднімають і транспортують на льонопереробні підприємства. У цьому повідомленні йтиметься про вантажно-транспортне забезпечення збирання трести, яке сприятиме вирішенню проблеми механізованого виробництва льону-довгунця.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Обсяг транспортних робіт в сільськогосподарських підприємствах Полісся України займав 30...35% загальних затрат на вирощування культур, а за затратами енергії – до 45% [4]. М.К. Діденко [4] на підставі дослідження вантажопереміщення технологічного матеріалу до розвантажування, вантажопереміщення збирального і транспортного агрегатів та вантажопереміщення технологічного матеріалу до місця використання одержав математичну залежність для визначення оптимальної вантажопідйомності тракторних причепів, які обслуговують збиральні агрегати.

За дослідженнями [5, 8] на перевезеннях льонотрести варто застосовувати тракторні самоскидні причепа з вантажопідйомністю в межах 4...10 т. У праці [5] висвітлені способи піднімання льонотрести з урахуванням використання відповідних засобів механізації. Піднімання трести здійснюють переважно двома способами. За першим з них на підніманні трести використовують підбирачі ПТП-1,0 чи ПТН-1,0, що зв'язують підняту тресту в снопи, які вантажать в транспортні засоби (ТЗ) вручну або за допомогою напівнавісного підбирача-навантажувача ППС-3. За іншим способом із розстелених стрічок, використовуючи прес-підбирачі ПРП-1,6 (ПРП-1,6М) з пристроєм ПРЛ-1 чи прес-підбирачі ПР-1,2, формують рулони з відповідними параметрами. Утворені рулони вантажать в ТЗ за допомогою навантажувача ПФ-0,5 з пристроєм ППЛ-0,5. Відомі інші рулонні прес-підбирачі, випуск яких налагоджено в Україні, Росії, Білорусі та країнах далекого зарубіжжя.

Належний ефект від впровадження засобів механізації на збиранні льонотрести можна одержати за умови забезпечення ритмічного використання машин і поточного виробництва. Проте в навчальних посібниках з вантажоперевезень і навантажувальних робіт, наукових виданнях з вантажно-транспортного забезпечення льонозбирального процесу [1, 2] та виробничій літературі з механізованого збирання льону-довгунця відсутні елементи експлуатаційних розрахунків з проектування механізованого збирання льонотрести.

*Мета досліджень* полягала в опрацюванні організаційно-технологічних основ

вантажно-транспортного забезпечення збирання льонотрести. *Завдання досліджень*: 1) проаналізувати розрахункову залежність для визначення потреби в тракторно-транспортних засобах (ТТЗ) та охарактеризувати і визначитися з чисельними значеннями окремих складових рейсу ТТЗ при перевезеннях трести з поля до переробних пунктів; 2) з'ясувати розрахункові залежності для визначення тривалості навантажування різних упаковок льонотрести в ТТЗ при здійсненні навантажування вручну і з використанням відповідних засобів механізації; 3) дослідити зміну продуктивності ТТЗ залежно від відстані транспортування різних упаковок льонотрести з урахуванням способів їх навантажування і розвантажування; 4) визначити вплив швидкості руху трактора на можливість складання ТТЗ з різною кількістю причепів у їх складі; 5) опрацювати пропозиції щодо комплектування ТТЗ за різних співвідношень наявних в підприємстві відповідних тракторів та причепів, що можуть бути агреговані з такими тракторами; 6) оцінити окремі варіанти вантажно-транспортного процесу збирання льонотрести за їх енергомісткістю та затратами праці.

**Об'єкт та методика досліджень.** Об'єктом дослідження був процес вантажно-транспортного забезпечення піднімання трести при комбайновому збиранні льону-довгунця. Методика досліджень полягала у застосуванні розрахункових залежностей, що визначають взаємозв'язки потреби в ТТЗ та тривалості рейсу і тривалостей відповідних його складових. При визначенні тривалості складових рейсу ТТЗ використані методики розрахунку продуктивності вантажно-розвантажувальних [3] і тракторно-транспортних [14, 15] робіт та Типові норми продуктивності на кінно-ручних роботах у рослинництві [13]. Розрахунок продуктивності ТТЗ та їх тяговий розрахунок здійснені за методиками, що наведені у працях [10, 17, 18], а при визначенні швидкості руху ТТЗ використана інформація з технічного опису і інструкції по експлуатації тракторів «Беларусь» [16]. Використані тягові характеристики тракторів МТЗ-80 [18] та нормовані швидкості тракторно-транспортних агрегатів (ТТА) з урахуванням групи доріг та класу вантажів [15]. Вплив швидкості руху тракторів на можливість складання ТТЗ з різною кількістю причепів у їх складі та опрацювання пропозицій щодо комплектування ТТА за різних співвідношень наявних в підприємстві відповідних тракторів та причепів, що можуть бути агреговані з такими тракторами, здійснено за методикою С.М. Хробостова [17].

Енергомісткість навантажування трести за умови використання на здійсненні цього процесу різних засобів механізації і упаковок продукції та власне немеханізованого виконання вантажної операції визначали: а) з урахуванням прямих затрат енергії, що виражені витрачанням палива в кг на тонну навантаженої трести; б) енергозатрат живої праці людей, як становили екіпаж агрегатів або ж були допоміжними працівниками чи здійснювали навантажування упаковок трести вручну; в) енергомісткості відповідних засобів механізації. Використані [9] енергетичні еквіваленти дизельного палива, енергомісткості за 1 год використання трактора і навантажувача чи на 1 кг маси навантажувачів і пристроїв до них за 1 год та енергетичні еквіваленти праці механізаторів і допоміжних працівників. Витрату палива в кг на тонну навантаженої трести визначали з урахуванням об'ємної маси (щільності) упаковок трести [7].

**Результати досліджень.** Тресту, яку транспортують упаковками у вигляді снопів і рулонів, можна віднести до другого класу вантажів [15]. Кількість ТТЗ для забезпечення поточності транспортування льонотрести можна визначити за формулою:

$$n_{\text{ТЗ}} = t_p / (t_{\text{нав}} + t_{\text{зТЗ}}), \quad (1)$$

де  $t_p$  – тривалість рейсу ТТЗ, хв;

$t_{\text{нав}}$  – тривалість навантажування упаковок трести в ТТЗ, хв;

$t_{\text{зТЗ}}$  – тривалість заміни ТТЗ в місці його завантажування трестом, хв.

За [3] витрата часу на заміну ТТЗ при їх завантажуванні різними навантажувачами з одним причепом становить 1 хв, а з двома – 1,5 хв.

Тривалість рейсу включає такі елементи часу [15]:

$$t_p = t_{\text{нав}} + t_{\text{зтз}} + t_{\text{зв}} + t_{\text{ддр}} + t_{\text{роз}} + t_{\text{бв}} + t_{\text{пто}}, \quad (2)$$

де  $t_{\text{зв}}$ ,  $t_{\text{бв}}$  – тривалість поїздки ТТЗ відповідно з вантажем (від льонища до льонопереробного пункту) і без вантажу (від льонопереробного пункту до льонища, де здійснюють навантажування трести в ТТЗ), хв;

$t_{\text{ддр}}$  – витрата часу впродовж рейсу на додаткову допоміжну роботу, хв;

$t_{\text{роз}}$  – тривалість розвантажування ТТЗ у місці зберігання чи переробки трести, хв;

$t_{\text{пто}}$  – час випадкового очікування ТТЗ впродовж рейсу, що зумовлений технологією та організацією транспортного процесу, хв (за [15] при перевезеннях вантажів другого класу  $t_{\text{пто}} = 0,6$  хв).

Витрата часу на додаткову допоміжну роботу включає такі складові [15]:

$$t_{\text{ддр}} = t_{\text{урв}} + t_{\text{за}} + t_{\text{оф}} + t_{\text{ма}} + t_{\text{ок}} + t_{\text{взб}}, \quad (3)$$

де  $t_{\text{урв}}$  – витрата часу на ув'язування і розв'язування вантажу, хв;

$t_{\text{за}}$  – витрата часу на одне зважування, хв;

$t_{\text{оф}}$  – витрата часу на оформлення документів, хв;

$t_{\text{ма}}$  – витрата часу на маневрування ТТЗ, хв;

$t_{\text{ок}}$  – витрата часу на очищення кузова після кожного розвантажування, хв;

$t_{\text{взб}}$  – витрата часу на відкривання і закривання бортів, хв.

За [14, 15]  $t_{\text{урв}} = 8,1$  хв на один випадок незалежно від вантажопідйомності причепа,  $t_{\text{за}} = 2,16$  хв при зважуванні на автовагах незалежно від вантажопідйомності причепа,  $t_{\text{оф}} = 1$  хв,  $t_{\text{ма}} = 2$  і  $3$  хв відповідно з одним і двома причепами,  $t_{\text{ок}} = 1,8$  хв на один випадок для вантажів другого класу та  $t_{\text{взб}} = 1,5$  хв для ТТЗ з одним причепом і  $t_{\text{взб}} = 2,4$  хв для ТТЗ з двома причепами.

Тривалість навантажувальних робіт в транспортному процесі збирання трести є одним із елементів, що забезпечують потоковість виробництва. Після вилежування трести її із стрічок можуть піднімати і зв'язувати в снопи за допомогою підбирачів ПТП-1,0 чи ПТН-1,0. Зв'язані снопи вантажать в ТЗ для відправлення на льонопереробні пункти. Навантажування здійснюють вручну або за допомогою підбирачів-навантажувачів. У разі навантажування вручну його тривалість  $t_{\text{нав}}$  (хв) можна визначити за формулою:

$$t_{\text{нав}} = 420 \cdot q_n \cdot \gamma_c / (H_{\text{в.зм}} \cdot m_{\text{в}}), \quad (4)$$

де  $q_n$  – номінальна вантажопідйомність ТЗ, т;

$\gamma_c$  – статичний коефіцієнт використання вантажопідйомності ТЗ;

$H_{\text{в.зм}}$  – норма продуктивності за зміну виконавця вантажних робіт, т;

$m_{\text{в}}$  – число вантажників, які здійснюють навантажування снопів в ТЗ.

Статичний коефіцієнт використання вантажопідйомності ТЗ визначають за формулою:

$$\gamma_c = (l_{\text{пл}} b_{\text{пл}} h_{\text{ув}} \rho_{\text{в}}) / q_n, \quad (5)$$

де  $l_{\text{пл}}$  і  $b_{\text{пл}}$  – відповідно довжина і ширина платформи кузова ТЗ, м;

$h_{\text{ув}}$  – висота укладання вантажу, рахуючи від підлоги платформи, м;

$\rho_{\text{в}}$  – об'ємна маса вантажу, т/м<sup>3</sup>.

Висота укладання вантажу

$$h_{\text{ув}} = h_n - h_{\text{ен}}, \quad (6)$$

де  $h_n$  – максимальна висота навантажування снопів, м,  $h_n = 3,5$  м;

$h_{\text{ен}}$  – навантажувальна висота ТЗ по підлозі платформи, м.

Чисельність вантажників при навантажуванні вантажів вручну в тракторні причепа залежить від вантажопідйомності останніх. Наприклад, при навантажуванні

вантажів на причепи вантажопідйомністю 4 т число вантажників становить 4 людини [14, 15]. Крім того, дві людини необхідно ще для укладання снопів на платформі причепа [11].

Наприклад, вантажать снопи трести з об'ємною масою  $\rho_v = 0,18 \text{ т/м}^3$  в тракторний причеп 2ПТС-4М-785А. З технічної характеристики причепа знаходимо, що  $q_n = 4 \text{ т}$ ,  $l_{пл} = 3,71 \text{ м}$ ,  $b_{пл} = 2,0 \text{ м}$ , а  $h_{вп} = 1,235 \text{ м}$ . Тоді за формулою (6)  $h_{ув} = 3,5 - 1,235 = 2,265 \text{ м}$ , а за формулою (5)  $\gamma_c = (3,7 \cdot 2,0 \cdot 2,265 \cdot 0,18) / 4 = 0,76$ .

Норма продуктивності вантажника при ручному навантажуванні снопів в ТЗ за [13] становить  $H_{в.зм} = 5 \text{ т}$  за 7-годинну зміну. Тоді за формулою (4) тривалість навантажування снопів становитиме  $t_{нав} = 420 \cdot 4 \cdot 0,76 / (5 \cdot 6) = 42,6 \text{ хв}$ .

Розглянемо механізоване навантажування снопів на причеп 2ПТС-4М-785А за допомогою напівнавісного підбирача-навантажувача ППС-3 в агрегаті з трактором МТЗ-80. Тривалість навантажування снопів можна розрахувати за формулою:

$$t_{нав} = (60 q_n \gamma_c) / W_{нав} \tau, \quad (7)$$

де  $W_{нав}$  – продуктивність підбирача-навантажувача за годину чистої роботи, т/год;

$\tau$  – коефіцієнт використання робочого часу підбирача-навантажувача.

Продуктивність за годину чистої роботи підбирача-навантажувача ППС-3  $W_{нав} = 12 \text{ т/год}$  [7]. Якщо вважати, що коефіцієнт використання часу зміни підбирача-навантажувача становить 0,74, то за формулою (7) тривалість навантажування снопів становитиме:

$$t_{нав} = (60 \cdot 4 \cdot 0,76) / (12 \cdot 0,74) = 20,5 \text{ хв}.$$

Розглянемо ще один варіант збирання і навантажування трести із стрічок. За цього варіанта із стрічок трести формують рулони за допомогою пристрою ПРЛ-1 до прес-підбирача ПРП-1,6М [12]. Залежно від регулювань робочих органів рулони можуть мати діаметр 1,00...1,80 м, висоту 0,95...1,20 м, масу 140...350 кг та об'ємну масу 0,08...0,20 т/м<sup>3</sup>. В ТЗ рулони вантажать за допомогою пристрою ППЛ-0,5 до фронтального навантажувача ПФ-0,5 в агрегаті з трактором МТЗ-80. Продуктивність пристрою за годину чистої роботи становить 12,7...15 т/год [7], а висота навантажування не перевищує 6 м. Рулони укладають на платформі ТЗ гузирями вниз у два яруси, щоб осі рулонів розміщувалися вертикально і паралельно один до іншого. Укладені рулони повинні бути розміщені симетрично щодо поздовжньої осі ТЗ, а стрижні рулонів, які знаходяться в нижньому ярусі, і тих, що лежать на них, повинні розміщуватися по можливості на одній вертикалі. На платформі рулони скріплюють між собою.

Тривалість навантажування рулонів  $t_{нав}$  (хв) в ТЗ можна визначити за формулою:

$$t_{нав} = q_n \gamma_c t_{ци} / (60 m_p \tau), \quad (8)$$

де  $t_{ци}$  – тривалість навантажувального циклу навантажувача, с,  $t_{ци} = 20...71 \text{ с}$  [3];

$m_p$  – маса рулону трести, т.

Нехай рулони зібраної трести, що мають діаметр 1,00 м і масу  $m_p = 0,25 \text{ т}$ , пристроєм ППЛ-0,5 до навантажувача ПФ-0,5 вантажать у транспортні засоби у складі трактора МТЗ-80 і причепа 2ПТС-4М-785А вантажопідйомністю 4 т. Внутрішні довжина і ширина платформи причепа 3,71 і 2,0 м. Отже, з урахуванням викладеного у причіп буде завантажено 12 рулонів, загальна маса яких становитиме 3 т. З урахуванням цього статичний коефіцієнт використання вантажопідйомності ТЗ дорівнюватиме  $\gamma_c = 0,75$ . Визначимо тривалість навантажування рулонів, якщо тривалість навантажувального циклу становить 65 с, а коефіцієнт використання робочого часу зміни навантажувача дорівнює 0,74. За формулою (8) одержимо:

$$t_{нав} = 4 \cdot 0,75 \cdot 65 / (60 \cdot 0,25 \cdot 0,74) = 17,6 \text{ хв}.$$

Тривалість поїздки ТТЗ завантаженого трестом  $t_{зв}$  і без трести  $t_{бв}$  рекомендовано



визначати так. Маршрут руху ТТЗ при транспортуванні трести до льонопереробних пунктів визначає землекористування підприємства та сітка шляхів сполучень поза його межами. Зазвичай відстані руху завантаженого  $l_{зв}$  і розвантаженого  $l_{бв}$  ТТЗ однакові, тобто  $l_{зв} = l_{бв}$ . Швидкості руху ТТЗ з вантажем  $v_{зв}$  і без вантажу  $v_{бв}$  нормовані з урахуванням складу ТТЗ та класу вантажу і групи доріг при визначенні  $v_{зв}$  і тільки групи доріг при визначенні  $v_{бв}$  [15]. Для визначення швидкостей  $v_{зв}$  і  $v_{бв}$  здійснюють тяговий розрахунок ТТЗ.

Тяговий опір завантаженого трестом причепа  $R_a$  (кН) при його буксируванні від льонового поля до льонопереробного пункту крім іншого визначається умовами руху, які характеризуються коефіцієнтом опору коченню причепа і схилом місцевості. Тяговий опір визначають стосовно ділянки шляху з найгіршими дорожніми умовами за формулою:

$$R_a = [10^{-3} g(m_{np} + 10^3 q_n \gamma_c)](f_{np} \pm i), \quad (9)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$m_{np}$  – конструктивна маса причепа, кг;

$f_{np}$  – коефіцієнт опору коченню причепа;

$i$  – схил місцевості, соті частки одиниці.

Тяговий опір незавантаженого причепа  $R_{ax}$  (кН) знаходять за формулою:

$$R_{ax} = 10^{-3} m_{np} g(f_{np} \pm i), \quad (10)$$

З використанням таблиць тягової характеристики трактора у складі ТТЗ при роботі на відповідному агрофоні (наприклад, стерні) будують графік зміни буксування  $\delta$  рушіїв залежно від тягового зусилля  $P_T$ . За графіком зміни  $\delta$  залежно від  $P_T$  з використанням обчислених  $R_a$  і  $R_{ax}$  визначають буксування рушіїв, що відповідає розрахованому тяговому завантаженню трактора. За технічною характеристикою трактора вибирають можливу робочу передачу, що забезпечує реалізацію нормованої швидкості руху з урахуванням буксування рушіїв та тягового опору причепа.

Вибір передачі здійснюють за умови, що швидкості руху агрегату із трестом  $v_{зв}$  і без трести  $v_{бв}$  дорівнюють

$$v_{зв} = v_T (1 - \delta_{R_a}), \quad (11)$$

і

$$v_{бв} = v_T (1 - \delta_{R_{ax}}), \quad (12)$$

де  $v_T$  – теоретична (розрахункова) швидкість трактора на вибраній передачі, що наведена в технічній характеристиці трактора, км/год;

$\delta_{R_a}$  і  $\delta_{R_{ax}}$  – буксування рушіїв трактора, що відповідає тяговому завантаженню трактора відповідно  $P_T = R_a$  і  $P_T = R_{ax}$ , соті частки одиниці.

При цьому слід дотримуватися таких співвідношень:

$$v_{зв} \leq v_{p,нор} \text{ і } v_{бв} \leq v_{x,нор}, \quad (13)$$

де  $v_{p,нор}$  і  $v_{x,нор}$  – нормовані швидкості руху ТТЗ відповідно із завантаженням і розвантаженням причепом, що їх вибирають за Типовими нормами [19].

Вибравши передачу трактора і з'ясувавши чисельні значення швидкостей руху  $v_{зв}$  і  $v_{бв}$ , визначають час руху ТТЗ завантаженого трестом  $t_{зв}$  і розвантаженого  $t_{бв}$ :

$$t_{зв} = 60l_{в}/v_{зв} \text{ і } t_{бв} = 60l_{в}/v_{бв}, \quad )$$

де  $l_{в}$  – відстань від місця навантажування трести на льонищі до льонопереробного пункту, км.

Тривалість розвантажування ТЗ  $t_{роз}$  шляхом перекидання кузова причепа за здійсненими узагальненнями [6] можна приймати в межах 1,5...4,0 хв. Якщо ж на розвантажуванні рулонів використовувати навантажувач ПФ-0,5 з пристроєм ППЛ-0,5, то тривалість розвантажування можна приймати такою, що дорівнює тривалості навантажування рулонів цим навантажувачем.

Робота на транспортних швидкостях не завжди забезпечує максимальну продуктивність, оскільки перехід на нижчі передачі дозволяє збільшити загальну вантажопідйомність буксированих причепів [17]. Розглянемо транспортування трести ТТА у складі трактора МТЗ-80 і причепа 2ПТС-4М-785А. Льонище при збиранні трести як середовище руху ТТЗ віднесемо до другої групи доріг [15], для якої стосовно колісних тракторів коефіцієнт зчеплення рушіїв з ґрунтом можна прийняти  $\mu = 0,7$  [18], коефіцієнт опору коченню трактора прийняли  $f = 0,04$  і тракторного причепа з урахуванням інформації [15, 18] –  $f_{\text{пр}} = 0,08$ . Значення коефіцієнтів підвищення опору руху при рушанні з місця ТТА приймемо для льонища з урахуванням рекомендацій [10, 17, 18] такі: трактора  $a_{\text{тр}} = 2,0$  і причепа  $a_{\text{пр}} = 1,8$ .

Із джерела [15] знаходимо, що стосовно другої групи доріг і для другого класу вантажу нормована швидкість руху трактора МТЗ-80 з причепом вантажопідйомністю 4 т при русі з вантажем становить 19 км/год, а без вантажу – 20 км/год. При агрегуванні трактора з двома причепами відповідні швидкості дорівнюють 18 і 14 км/год. З технічної характеристики трактора [16] останнім значенням нормованих швидкостей орієнтовно відповідають розрахункові швидкості, що можуть бути забезпечені на VII передачі при включеному чи виключеному понижувальному редукторі без ходозменшувача і з ним. З тягової характеристики трактора МТЗ-80, знятої на стерні, знаходимо [18], що в режимі експлуатації найбільшої тягової потужності швидкість руху на сьомій передачі становить 13,2 км/год, а на четвертій – 6,95 км/год. Визначимо можливий склад ТТА при його використанні зі швидкістю руху 13,2 і 6,95 км/год. Розраховано, що можлива кількість буксированих причепів становитиме: при використанні трактора на IV передачі – 2,04 (приймаємо 2) і на VII – 1,08 (приймаємо 1).

Оцінювання ефективності використання ТТЗ, що складені з різної кількості причепів, передбачено здійснити за продуктивністю ТТА  $W_{\text{т}}$  (т/год), яку визначатимемо за формулою:

$$W_{\text{т}} = (q_{\text{н}} \gamma_{\text{с}} \beta v_{\text{р}}) / (l_{\text{в}} + \beta v_{\text{р}} t_{\text{нр}}), \quad (15)$$

де  $\beta$  – коефіцієнт використання пробігу ТТЗ;

$v_{\text{р}}$  – швидкість руху ТТЗ завантаженого трестом, км/год;

$l_{\text{в}}$  – відстань перевезення трести, км;

$t_{\text{нр}}$  – час простою ТТЗ під навантажуванням і розвантажуванням за одну поїздку, год.

Час простою ТТЗ під навантажуванням і розвантажуванням за одну поїздку визначатимемо за формулою:

$$t_{\text{нр}} = (t'_{\text{м.т}} \psi) / 60, \quad (16)$$

де  $t'_{\text{нр}}$  – норматив часу на навантажування та розвантажування (НЧНР) сільськогосподарських вантажів, хв/т;

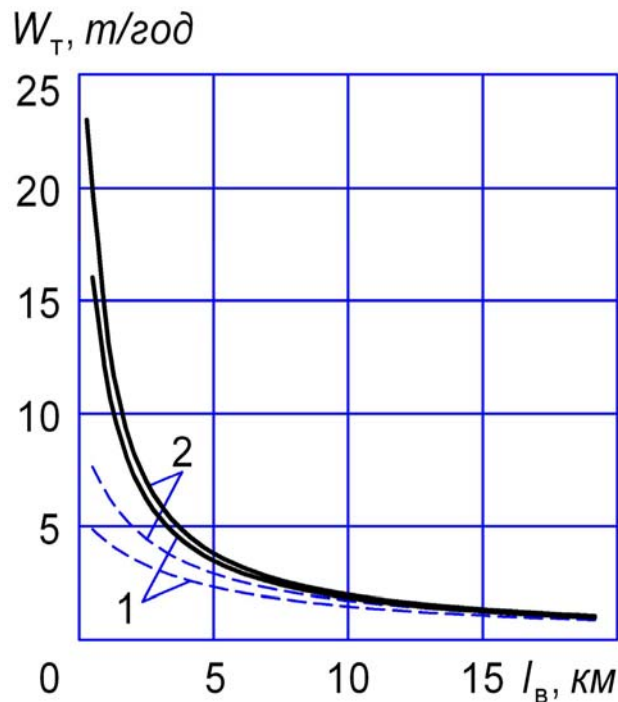
$m_{\text{лт}}$  – маса льонотрести, яку перевозять за одну поїздку, т;

$\psi$  – коефіцієнт заповнення кузова причепа.

Оцінимо ефективність використання ТТЗ, складених з одного і двох причепів 2ПТС-4М-785А, якщо перший транспортну роботу здійснює на швидкості руху 13,20 км/год, а другий – 6,95 км/год. За статичного коефіцієнта використання вантажопідйомності 0,76 тресту можна віднести до II класу вантажів, яку в снопах на ТТЗ вантажать вручну, а розвантажують механізовано. При таких способах навантажування і розвантажування вантажів II класу та використання причепа вантажопідйомністю 4 т і двох спарених такої ж вантажопідйомності НЧНР становлять відповідно 10,9 і 6,5 хв/т [15]. Визначено, що одним причепом перевозять 3,02 т трести, а двома – відповідно 6,04 т. Коефіцієнт заповнення кузова причепа дорівнює 1. За формулою (16) отримуємо, що при агрегуванні з трактором одного причепа  $t_{\text{нр}} = 0,55$

год, а двох –  $t_{np} = 0,65$  год. Коефіцієнт використання пробігу  $\beta = 0,5$ .

З використанням наведених вихідних даних за формулою (15) обчислили продуктивності порівнюваних ТТЗ залежно від відстані перевезення трести. Результати розрахунків подані графіками на рисунку.



1 – агрегат в складі трактора МТЗ-80 і одного причепа 2ПТС-4М-785А;

2 – агрегат в складі трактора МТЗ-80 і двох причепів 2ПТС-4М-785А

Рисунок 1 – Зміна продуктивності  $W_T$  тракторно-транспортних агрегатів залежно від відстані перевезення  $l_B$  (снопів – пунктирна лінія і рулонів – суцільна)

Аналіз графіків свідчить, що зменшення швидкості в 1,9 раза при одночасному збільшенні вантажопідйомності ТТЗ у 2 рази сприяє підвищенню продуктивності. При цьому ефективність збільшення вантажопідйомності в міру зростання відстані перевезень зменшується. Так, при відстані перевезень 1 км продуктивність зростає на 49,6%, при 5 км – на 25,4%, при 10 км – на 17,05%, при 15 км – на 13,6%, а при 20 км – на 11,8%.

З урахуванням з'ясованих залежностей та посилаючись на [17], можна зробити такі узагальнення щодо комплектування та агрегування ТТЗ залежно від наявності та співвідношення кількості тракторів і причепів. Якщо підприємство для кожного трактора забезпечене достатньою кількістю причепів, то ТТЗ слід комплектувати за умови максимальної їх вантажопідйомності. Наприклад, в підприємстві є вісім причепів 2ПТС-4М-785А і чотири трактори МТЗ-80. З рисунка видно, що при відстані перевезень 5 км годинна продуктивність агрегату з одним причепом становить 2,32 т, а з двома – 2,91 т. Якщо кожен з чотирьох тракторів буксируватиме два причепа, то змінна продуктивність чотирьох тракторів становитиме 81,48 т. Якщо ж кожен з чотирьох тракторів буде працювати з одним причепом, то змінна продуктивність чотирьох тракторів становитиме 64,96 т, що на 25,4% менше, ніж при роботі з двома причепами.

На рисунку наведені також криві зміни продуктивності ТТА при перевезенні трести в рулонах. За таких упаковок статичний коефіцієнт використання вантажопідйомності причепа становив 0,75. Навантажування і розвантажування рулонів здійснювалось механізовано. При цьому норматив часу на навантажування і

розвантажування одного причепа становив 2,1 хв/т, а двох – 1,4 хв/т [15].

За розрахунками енергомiсткiсть ручного навантажування снопiв трести становила 75,64 МДж/т, а з використанням пiдбирача-навантажувача ППС-3 – 73,13 МДж/т. Впровадження рулонної технологiї збирання трести та використання для навантажування рулонiв навантажувача ПФ-0,5 з пристроєм ППЛ-0,5 забезпечило зниження енергомiсткостi навантажування до 65,74 МДж/т. При цьому затрати працi становили вiдповiдно 1,62 та 0,34 i 0,10 люд.-год/т.

**Висновки.** Опрацьована методика розрахунку вантажно-транспортного забезпечення збирання льонотрести. Реалiзацiя методики сприятиме ритмiчнiй органiзацiї навантажування упаковок трести на льонищi та їх транспортування на льонопереробнi пункти. Наведенi розрахунковi залежностi для визначення тривалостi навантажування снопiв i рулонiв трести в транспортнi засоби та обґрунтування потреби в останнiх, що забезпечують потоковiсть льонозбирального процесу. Дослiджена енергомiсткiсть порiвнюваних варiантiв вантажного забезпечення транспортного процесу збирання льонотрести. Енергомiсткiсть навантажування трести коливається в межах 65,74...75,64 МДж/т.

**Перспективи подальших розвiдок** мають бути зосередженi на вивченнi i дослiдженнi складових транспортного процесу, що супроводжує використання льонозбиральних комбайнових агрегатiв i пов'язаний iз наповненням кузовiв тракторних причепiв льоноворохом.

## Список лiтератури

1. Быков Н.Н. Тенденции развития льнокомбайнов / Н.Н. Быков // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1977. – № 9. – С. 14 – 17.
2. Быков Н.Н. Расчет транспортных средств для перевозки продукции от уборочных агрегатов / Н.Н. Быков // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1981. – № 1. – С. 33 – 35.
3. Вантажно-розвантажувальнi роботи: методика розрахунку та типовi норми виробiтку, часу та витрат палива на вантажно-розвантажувальнi роботи / [Вiтвицький В.В., Глонь П.Н., Семененко Н.М. та iн.]; за ред. В.В. Вiтвицького. – К.: ТОВ «Комплекс Вiта», 1998. – Кн. 5, Ч. 2. – 352 с.
4. Диденко Н.К. Обоснование грузоподъемности транспортных средств / Н.К. Диденко // Математические методы прогнозирования сельскохозяйственного производства. – К.: УкрНИИНТИ, 1970. – Вып. 3. – С. 31 – 33.
5. Лiмонт А.С. Дослiдження i прогнозування продуктивностi навантажувача льонотрести / А.С. Лiмонт // Конструювання, виробництво та експлуатацiя с.-г. машин: загальнодерж. мiжвiдомчий наук.-технiч. зб. / Кiровоград. нац. технiч. ун-т. – Кiровоград, 2010. – Вип. 40, Ч. 2. – С. 48 – 52.
6. Лiмонт А.С. Дослiдження i розрахунок транспортування вороху в льонозбиральному комбайновому комплексi / А.С. Лiмонт, В.О. Ломакин // Вiсн. Житомир. держ. технолог. ун-ту: технiчнi науки. – Житомир, 2010. – № 2 (53), Т. 2. – С. 91 – 95.
7. Лiмонт А.С. Енергомiсткiсть навантажування льонотрести / А.С. Лiмонт // Наук. вiсн. Нац. ун-ту бiоресурсiв i природокористування України / Редкол.: Д.О. Мельничук (вiдп. ред.) та iн. – К., 2010. – Вип. 145. – С. 329 – 337.
8. Лiмонт А.С. Тракторнi причепа як засоби транспортування упаковок льонотрести / А.С. Лiмонт, В.О. Ломакин // Конструювання, виробництво та експлуатацiя с.-г. машин: загальнодерж. мiжвiдомчий наук.-технiч. зб. / Кiровоград. нац. технiч. ун-т. – Кiровоград, 2009. – Вип. 39. – С. 151 – 155.
9. Медведовський О.К. Енергетичний аналіз iнтенсивних технологiй в сiльськогосподарському виробництвi / О.К. Медведовський, П.І. Иваненко. – К.: Урожай, 1988. – 208 с.
10. Пильщиков Л.М. Практикум по эксплуатации машинно-тракторного парка: [учеб. пособ. для студ. высш. с.-х. учеб. завед. по специальностям «Механизация с. х.» и «Сельское хозяйство»] / Пильщиков Л.М. – М.: Колос, 1976. – 272 с.
11. Разработка и испытания комплекса машин для полумеханизированного подъема и погрузки льняной тресты / М.Н. Шрейдер, Н.Н. Быков, В.Е. Логинов [и др.] // Тр. Всесоюз. ордена Трудового Красного Знамени НИИ льна: экономика, механизация льноводства, первичная обработка льна. – Торжок, 1972. – Вып. 10. – С. 74 – 79.
12. Справочник льновода / [Труш М.М., Сергеев И.П., Марченков А.Н. и др.]; сост. М.М. Труш и Ф.М. Карпунин. – Л.: Агропромиздат, Ленингр. отд-ие, 1985. – 240 с.

13. Типові норми продуктивності на кінно-ручних роботах у рослинництві: економічні нормативи / [В.В. Вітвіцький, І.В. Лобастов, М.Ф. Кисляченко та ін.]. – К.: НДІ «Укргропромпродуктивність», 2005. – 736 с.
14. Типові норми продуктивності та витрати палива на тракторно-транспортних роботах: економічні нормативи / [В.В. Вітвіцький, Ю.Я. Лузан, Л.І. Кучеренко та ін.]. – К.: НДІ «Укргропромпродуктивність», 2007. – 672 с.
15. Тракторно-транспортні роботи: методика розрахунку та норми виробітку і витрати пального / [Вітвіцький В.В., Семенко Н.М., Лобастов І.В. та ін.]; за ред. В.В. Вітвіцького. – К.: ТОВ «Комплекс Віта», 1995. – Кн. 5. – 486 с.
16. Тракторы «Беларусь» МТЗ-80, МТЗ-80Л, МТЗ-82, МТЗ-82Л, МТЗ-82Н, МТЗ-82ЛН: техническое описание и инструкция по эксплуатации / [Бруенков И.Ф., Михайлов Г.В., Бомберов Э.А. и др.]; отв. ред. П.А. Амелеченко. – Минск: Ураджай, 1984. – 352 с.
17. Хробостов С.Н. Эксплуатация машинно-тракторного парка: [учеб. пособ. для средних с.х. учеб. завед. по спец. «Механизация с. х.»] / Хробостов С.Н. – М.: Колос, 1973. – 607 с.
18. Эксплуатация машинно-тракторного парка: [учеб. пособ. для студ. факультетов механизации с.-х. вузов по спец. «Механизация с. х.»] / [Ляхов А.П., Новиков А.В., Будько Ю.В. и др.]; под ред. Ю.В. Будько. – Минск: Ураджай, 1991. – 336 с.

*А. Лимонт*

#### **Погрузочно-транспортное обеспечение уборки льнотресты**

Разработана методика расчета погрузочно-транспортного обеспечения уборки льнотресты. Приведены расчетные зависимости для определения длительности погрузки снопов и рулонов тресты в транспортные средства и потребности в транспортных средствах, использование которых способствует реализации поточности технологического процесса уборки.

*А. Limont*

#### **Loading and transport support of broken flax harvesting**

The paper develops the methods of calculating the loading and transport support of broken flax harvesting. It presents calculation relationships for determining the time needed for loading broken flax sheafs and rolls into a transport vehicle and the demand for transportation facilities the use of which will facilitate the continuity of the technological process of harvesting.

Одержано 05.06.11

УДК 629.017

**М.П.Артёмов, доц., канд.техн. наук***Харківський національний технічний університет сільського господарства  
ім. Петра Василенка*

## Дослідження критеріїв керованості мобільних сільськогосподарських машин

В статті розглянуто особливості дослідження керованості мобільних сільськогосподарських машин в процесі виконання агротехнічних операцій та її вплив на функціональну стабільність роботи агрегатів.

**керованість, мобільні машини, функціональна стабільність**

**Вступ.** Завдання з підвищення ефективності використання та функціональної стабільності мобільних сільськогосподарських агрегатів є однією з основних задач, що стоять перед наукою і виробництвом з початку використання механізації у сільському господарстві. Особливу гостроту це завдання набуло в умовах сучасного виробництва сільськогосподарської продукції, де важливими моментами стали вартість енергоносіїв, дотримання агротехнічних вимог, забезпеченість сучасними мобільними енергонасиченими тракторами та продуктивними сільськогосподарськими машинами. Із збільшенням енергонасиченості і функціональних можливостей тракторів змінюється їх динаміка під час роботи у складі сільськогосподарського машинно-тракторного агрегата(МТА), що на сучасному етапі потребує додаткових досліджень.

**Проблема.** Різноманітність природних і виробничих умов, велика кількість сільськогосподарських культур вимагають створення різних систем машин: одні задовольняють певні вимоги галузі сільськогосподарського виробництва(машини для комплексної механізації рослинництва, овочівництва, садівництва, для механізації тваринництва); другі прилаштовані для обробітку окремих культур(машини для вирощування зернових, картоплі, кукурудзи, цукрового буряка та ін.). Такі системи машин необхідно агрегатувати з сучасними енергонасиченими тракторами. Прикладом можуть бути, так звані, інтегральні, або системні трактори: вітчизняні ХТЗ-121, ХТЗ-161, російського виробництва – ЛТЗ-155, Deutz і високоенергонасичені засоби багатопільового призначення Steyr-8300, Djon Deer.

Згідно з вимогами в процесі створення системи машин виходять, перш за все, з економічних умов та принципів комплектування типових машинно-тракторних агрегатів. Умови та принципи комплектування МТА, що входять до тієї чи іншої системи машин, залежать від конструктивних параметрів і динамічних властивостей машин, які входять до агрегату. Скомплектовані сільськогосподарські агрегати в роботі повинні забезпечувати функціональну стабільність і керованість під час виконання агротехнічних операцій та відповідати класифікації оцінюючих показників: агротехнічним, експлуатаційним, промисловим, економічним, загальнотехнічним і естетико-ергономічним [1].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Збільшення вимог до екологічної безпеки, якості виконання робіт, підвищення врожайності, вимагає створення нових технологічних процесів, розробки прогресивних форм організації праці, , вдосконалення трактора, як основного енергетичного засобу та технологічної частини МТА. Вирішенню задач динаміки сільськогосподарських агрегатів приділили багато

уваги Василенко П.М., Погорілий Л.В., Кутьков Г.М., Рославцев А.В., Надикто В.Т.[2] та ін. Кожен з них вирішував окрему задачу динаміки, а в цілому було зроблено великий вклад в теоретичне обґрунтування комплектації та ефективної роботи агрегатів. Було розроблено і запропоновано для розгляду динамічні моделі МТА, що забезпечили вирішення багатьох задач, пов'язаних з впливом окремих елементів агрегату на показники його руху. На необхідність встановлення правильних співвідношень між діючими на машини силами, з одного боку, і їх масою, швидкостями і режимами роботи – з іншого, вказав засновник землеробської механіки В.П.Горячкін[3].

Норберт Вінер, засновник кібернетики, звертав увагу на необхідність керування динамічною системою з метою її збереження від саморуйнування. Під терміном керованість маються на увазі багато різних властивостей агрегата. Їх велика кількість пов'язана з широким розумінням терміну керування, яке охоплює усі можливі випадки взаємодії механізатора і агрегату в умовах, що постійно змінюються. До цього входять реакції як механізатора, так і мобільної машини на зовнішні збурення, а також реакції агрегату на дії механізатора. У загальному випадку рівняння руху мобільних агрегатів будуть нелінійними і це значно ускладнює задачу контролю за впливом керуючих дій для забезпечення якості виконання агротехнічних операцій. Реакція на керуючі дії(впливи) може характеризувати не тільки ступінь досконалості, а також і технічний стан машини, її функціональну стабільність,

Передатна функція дозволяє оцінити реакцію мобільних машин на керуючі дії. В роботі[4] запропонована передатна функція у вигляді чутливості машини до виконання маневру

$$\mu = \frac{dK}{d\alpha_{PK}}, \quad (1)$$

де  $K$  - кривизна траєкторії ( $dK$  - її зміни);

$d\alpha_{PK}$  - безкінцево мала зміна кута повороту керованих коліс.

В різних представленнях передатних функцій залежності включають параметри конструкцій передатних механізмів, що здійснюють обробку керуючих сигналів. У роботі [5], на прикладі керування розгоном мобільних машин з використанням метода парціальних прискорень запропоновано передатну функцію керування розгоном, значення якої близькі до одиниці

$$W = \frac{dV/dt}{\dot{V}_{кер}^{парц}}, \quad (2)$$

де  $dV/dt$  - прискорення мобільної машини під час розгону;

$\dot{V}_{кер}^{парц}$  - парціальне прискорення мобільної машини, що виникло під дією керуючої(тягової) сили.

**Мета досліджень.** Метою дослідження є визначення критеріїв керованості необхідної для забезпечення функціональної стабільності роботи мобільного сільськогосподарського агрегату в процесі виконання технологічних операцій з вирощування різноманітних культур. Для її досягнення необхідно вирішити наступні задачі:

- зробити аналіз показників та критеріїв керованості мобільних машин;
- обрати критерій контролю керованості мобільних машин.

**Результати досліджень.** Керування пов'язано з діями механізатора, необхідними для отримання бажаного результату: наприклад, необхідних траєкторій руху, швидкості і прискорення агрегату при відповідній якості і продуктивності виконуваної агротехнічної операції. Окрім копіювання заданої траєкторії мають значення вид, складність і тривалість маневру, необхідного для повернення на необхідну траєкторію після тимчасового відхилення, а також здатність агрегату утримувати заданий напрямок при випадкових збуреннях.

Суттєвою особливістю функціонування мобільних сільськогосподарських агрегатів, як динамічних систем, є їх багатомірність, тобто наявність багатьох вхідних і вихідних змінних. Кількість вхідних і вихідних компонентів у процесі функціонування залежить від типу агрегата, обраної розрахункової схеми, ступеню врахування умов роботи та інших відомих і невідомих факторів.

З керуванням у широкому розумінні пов'язано поняття маневреності. До нього входять наступні якості агрегату: динамічність – здатність швидко розвивати необхідну швидкість; ефективність гальмування – здатність швидко зупинитись; реверсивність – здатність змінювати напрямок на зворотній; пристосовуваність до умов руху і тяги, тобто до коливань навантаження, за рахунок запасу крутного моменту двигуна або зміни передатного числа трансмісії; керованість – здатність зберігати або змінювати напрямок руху при відповідному впливі на органи керування.

В роботі [6] для колісних машин розроблено структурну схему маневреності і керованості та запропоновано критерії оцінки вказаних властивостей. Запропоновану структурну схему перероблено для мобільних сільськогосподарських агрегатів (рис.1) і виникла необхідність уточнення критеріїв оцінки.

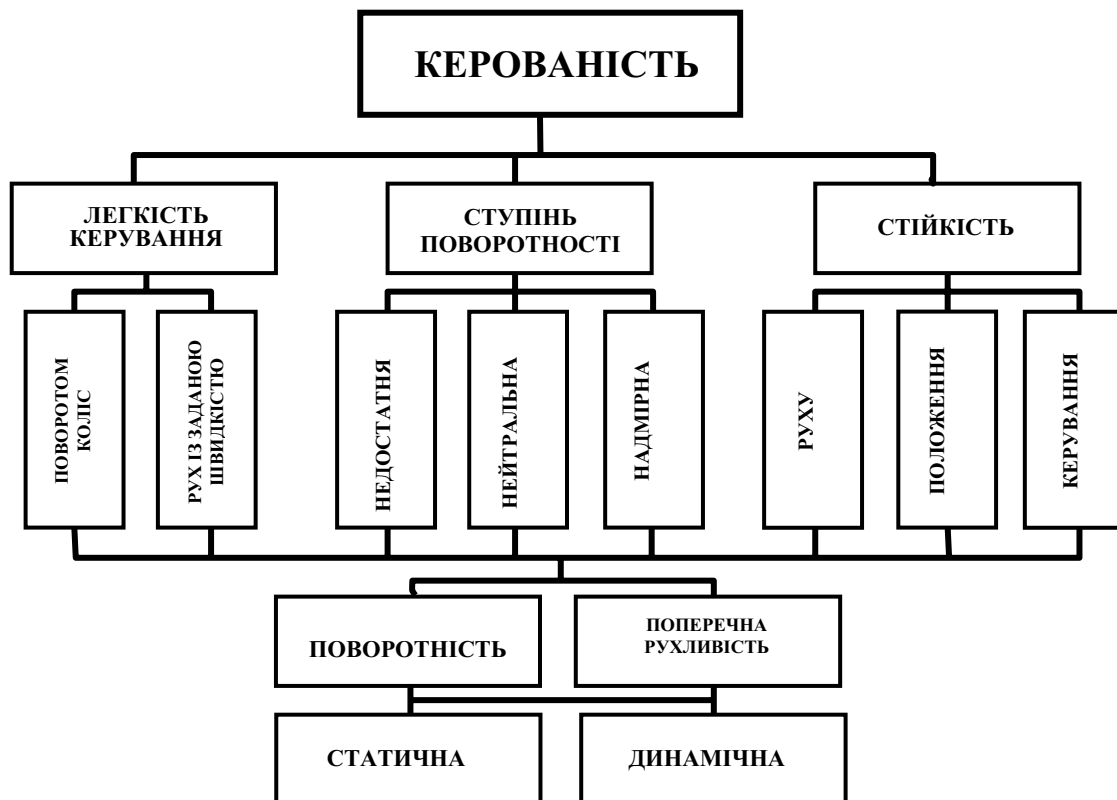


Рисунок 1 - Структура властивостей керованості мобільних колісних машин

Легкість керування, як самостійна властивість, оцінюється зусиллями або енергією необхідними для впливу на органи керування. Від легкості керування залежить точність керування (точність водіння). Легкість керування характеризується частотою впливів, необхідних для підтримки заданої траєкторії; частота цих впливів залежить від стійкості руху агрегату.

Стійкість керування – більш вузький термін, що характеризує відхилення агрегату у відповідності із ступенями свободи, якими він має як динамічна система. Стійкість керування залежить як від швидкості і правильності реагування механізатора, так і від стійкості руху агрегату, як динамічної системи. Стійкість керування –



властивість, якою агрегат як динамічна система, взаємодіє із середовищем, може мати або не мати незалежно від керованості.

Точність обробітку на відзнаку від точності керування залежить не тільки від властивостей механізатора і трактора, а і від встановлення і налагодження, конструкції і стану сільськогосподарського знаряддя. Від точності обробітку залежать показники її якості, за якими оцінюють тільки кінцевий результат.

Агротехнічні показники якості обробітку відображають сукупний вплив точності водіння, точності обробітку, керованості і стійкості напрямку руху в певних умовах.

Дослідниками запропоновано багато визначень керованості, але мало хто розглядав методики оцінки цієї властивості і тому необхідно розробити модель керування із схематизацією самого явища. І.І. Трепененков під керованістю пропонував мати на увазі здатність трактора, який працює під навантаженням, точно рухатись за заданою траєкторією.

В процесі виконання агротехнічних вимог сільськогосподарських операцій МТА повинен рухатись за певною прямолінійною траєкторією. Під впливом зовнішніх збурюючих сил та зношення деталей які впливають на керованість, агрегат рухається по криволінійній траєкторії постійно виконуючи невеличкі повороти.

Вивчення показників агротехнічної якості не дозволяє з'ясувати, яка з властивостей агрегату чи механізатора здійснили вирішальний вплив на якість обробітку.

Характеристикою керованості колісної мобільної машини, як об'єкту керування при повороті, може бути відношення приросту курсового кута  $\Delta\varphi$  до зміни кута повороту рульового колеса  $\Delta\alpha_{PK}$ , тобто величина передатної функції системи

$$W(p) = \frac{\Delta\varphi}{\Delta\alpha_{PK}} \quad (3)$$

Якщо процес керування відбувається безперервно

$$W(p) = \frac{d\varphi}{d\alpha_{PK}} \quad (4)$$

У випадку коли виділяється передатна функція рульового керування, тоді співвідношення (3) і (4) приймуть вигляд

$$W(p) = W_1(p) \cdot W_2(p) = \frac{\Delta\varphi}{\Delta\bar{\alpha}} \cdot \frac{\Delta\bar{\alpha}}{\Delta\alpha_{PK}}; \quad (5)$$

$$W(p) = W_1(p) \cdot W_2(p) = \frac{d\varphi}{d\bar{\alpha}} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{d\alpha_{PK}}, \quad (6)$$

де  $\Delta\bar{\alpha}$  - зміна кута повороту напрямних коліс.

У зв'язку з тим, що

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} = V_{x1} \cdot \frac{tg\bar{\alpha}}{L}, \quad (7)$$

тоді додамо і поділимо праву частину рівняння(7) на  $d\bar{\alpha}$ , отримаємо після перетворень

$$\frac{d\varphi}{d\bar{\alpha}} = V_{x1} \cdot \frac{tg\bar{\alpha}}{L \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt}} \quad (8)$$

Із збільшенням лінійної швидкості руху, кута повороту напрямних коліс і зменшення колісної бази керованість мобільної машини збільшується (рис.2.). У випадку коли збільшується кутова швидкість  $\frac{d\bar{\alpha}}{d\tau}$  повороту напрямних коліс керованість мобільної машини зменшується.

Потужність двигуна, що реалізується в процесі повороту, залишається постійною, то з урахуванням зменшення лінійної швидкості при зміні напрямку руху вираз(8) необхідно записати у вигляді:

$$\frac{d\varphi}{d\bar{\alpha}} = V_0 \cdot \frac{tg\bar{\alpha}}{\sqrt{\left(1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot tg^2\bar{\alpha}\right)}} \cdot \frac{1}{L \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt}} . \quad (9)$$

де  $i_z$  - радіус інерції мобільної машини відносно вертикальної осі:

$V$  - лінійна швидкість;

$L$  - колісна база;

$t$  - час здійснення маневру;

$b$  - відстань від центру мас до задньої осі.

Для окремого випадку вираз(7) можна представити

$$V_{x1} = \frac{dS_{x1}}{dt} , \quad (10)$$

після проведених перетворень воно прийме вигляд:

$$\frac{d\varphi}{dS_{x1}} = \frac{1}{L} tg\bar{\alpha} = \frac{1}{R_\alpha} = K , \quad (11)$$

де  $S_{x1}$  - шлях, який проходить мобільний сільськогосподарський агрегат;

$K$  - кривизна траєкторії руху точки яка лежить на середині задньої осі;

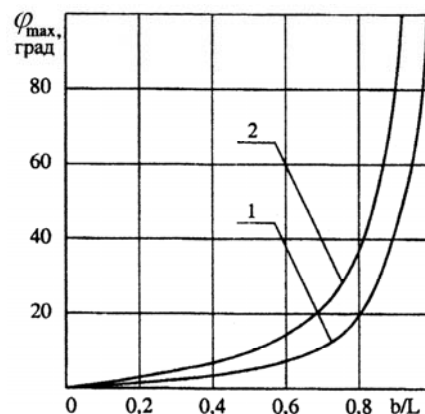
$R_\alpha$  - радіус кривизни траєкторії із заданим кутом повороту направляючих коліс.

У цьому випадку величина кривизни траєкторії  $K$ , що визначається з співвідношення(11), є критерієм поворотності, однієї із складових керованості мобільних машин.

Рівняння(8) з урахуванням(10) перетвориться до вигляду

$$\frac{d\varphi}{d\bar{\alpha}} = \frac{tg\bar{\alpha}}{L \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dS_{x1}}} , \quad (12)$$

де  $\frac{d\bar{\alpha}}{dS_{x1}}$  - характеристика керуючого впливу(зміна кута повороту направляючих коліс на одиницю пройденого шляху).



1 – 1,1(b/L) ; 2 – 1,2(b/L) .

Рисунок 2 - Залежність  $\varphi_{max}$  від положення центру мас мобільної машини[7]

Під час здійснення повороту відбувається збільшення опору руху сільськогосподарського агрегату. Це супроводжується зменшенням лінійної швидкості руху агрегату, або збільшенням потужності, яка реалізується двигуном. Для

забезпечення високої продуктивності необхідно забезпечити однокову швидкість руху на прямій ділянці та в процесі маневрування. При цьому робота, яку здійснює двигун, повинна збільшуватись пропорційно відносному збільшенню кінетичної енергії агрегату:

$$\delta W \approx \left( \frac{1}{2} \frac{b^2}{L^2} + \frac{i_z^2}{L^2} \right) \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \quad (13)$$

При маневруванні сільськогосподарського агрегату відносно збільшення потужності, що реалізується двигуном, буде мати вигляд:

$$\delta N_{дв} = \frac{d\delta W}{dt} = \frac{b^2 + 2 i_z^2}{L^2} \cdot \frac{\operatorname{tg} \bar{\alpha}}{\cos^2 \bar{\alpha}} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \cdot \quad (14)$$

Коли відбувається збільшення середнього кута повороту направляючих коліс  $\bar{\alpha}$ , а також темпу його збільшення відбувається збільшення необхідної потужності двигуна для збереження постійної лінійної швидкості. Аналізуючи рівняння(14) робимо висновок – у випадку зменшення співвідношень  $b/L$  та  $i_z/L$  відбувається зменшення необхідної потужності. На основі проведеного аналізу робимо висновок, що рівняння(14) може бути енергетичним критерієм керованості мобільної машини в процесі виконання повороту.

Сучасні мобільні машини обладнані еластичними шинами, тому з урахуванням їх властивостей кутова швидкість руху буде мати вигляд

$$\omega = \frac{V_{x1}}{b} \cdot \operatorname{tg}(\gamma - \delta) = \frac{V_{x1}}{b} \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma - \operatorname{tg} \delta}{1 + \operatorname{tg} \gamma \cdot \operatorname{tg} \delta} \cdot \quad (15)$$

де  $\delta$  - кут уводу мобільної машини;

$\gamma$  - кут між радіусами кривизни траєкторій центру мас і середини задньої осі машини без урахування уводу

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{b}{R_2} \cdot \quad (16)$$

У випадку, якщо припустити, коли  $\operatorname{tg} \delta = \delta$  маємо записати рівняння(15) з урахуванням  $\operatorname{tg} \gamma = \frac{b}{R_2} = \frac{b}{L} \cdot \operatorname{tg} \alpha$ ,

$$\omega = \frac{V_{x1}}{L} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} \cdot \frac{1 - \delta \frac{L}{b} \operatorname{ctg} \bar{\alpha}}{1 + \delta \frac{b}{L} \operatorname{tg} \bar{\alpha}} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \quad (17)$$

При дотриманні певних умов вираз(17) для визначення кутової швидкості можна записати у вигляді

$$\omega = \frac{V_{x1}}{L} (\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \quad (18)$$

Кутова швидкість повороту буде залишатись без змін, тобто дорівнювати нулю якщо  $\delta_1 - \delta_2 = \operatorname{tg} \bar{\alpha}$ . Використовуючи рівняння(10) визначення кутової швидкості(18) запишеться як

$$\frac{d\varphi}{dS_{x1}} = \frac{1}{L} (\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1) = \frac{1}{R_D} = K \cdot \quad (19)$$

Рівняння(8) з урахуванням уводу шин запишеться у вигляді

$$\frac{d\varphi}{d\bar{\alpha}} = V_{x1} \frac{\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1}{L \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt}} = \frac{\omega}{\frac{d\bar{\alpha}}{dt}} \cdot \quad (20)$$

**Висновок** Проведені дослідження і отримані вирази дозволяють визначити:

- критерій поворотності, одного із складових керованості мобільних машин;

- залежність керованості мобільної машини від збільшення лінійної швидкості руху, кута повороту напрямних коліс і зменшення колісної бази – вона збільшується;

- знайти енергетичний критерій керованості мобільної машини.

Тобто з'явилась можливість проводити критеріальну оцінку показників керованості мобільних колісних машин, а також різних способів керування поворотом.

## Список літератури

1. Василенко П.М. Элементы теории устойчивости движения прицепных сельскохозяйственных машин и оборудования. Сборник трудов по земледельческой механике, т.2 / П.М.Василенко – М.: Сельхозгиз, 1954. – 64 с.
2. Кутьков Г.М., Габай Е.В., Калиновский В.И., Кандрусев И.И., Надыкто В.Т. Выбор рациональной схемы агрегатирования мобильного энергетического средства с плугом / [Г.М. Кутьков, Е.В. Габай, В.И.Калиновский, И.И. Кандрусев, В.Т. Надыкто] // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1990, № 3, С. 21 – 23.
3. Горячкин В.П. Теория массы и скоростей сельскохозяйственных прицепов / В.П. Горячкин. – М.: Энергия, 1974. – 240 с.
4. Чайковский И.П. Рулевое управление автомобилей / Чайковский И.П., Саломатин П.А. – М.: Машиностроение, 1987. – 176с.
5. Лебедев А.Т. Оценка управляемости мобильных машин методом парциальных ускорений / [Лебедев А.Т., Артемов Н.П., Кот А.В., Подригало М.А.] - Праці Таврійського державного агротехнологічного університету Випуск 10 Том 7, Матеріали міжнародної науково-практичної конференції "Моделювання технологічних процесів в АПК" Мелітополь. 2010. - С. 65-72.
6. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / [Подригало М.А., Волков В.П., Карпенко В.А., Гецович Е.М., Бобошко А.А., Ефимчук В.М., Матырин А.Н.,] / Под ред. М.А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 614с.
7. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И., Бобошко А.А.,] / Под ред. М.А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403с.
8. Kylong Uk Kim, Gerald E. Rehrugler. Review of Tractor Dynamics and Stability. American Society of agricultural Engineers, 1987. Vol.30(3): May-June, 1987, p.615-622.

*Н. Артёмов*

### **Исследование критериев управляемости мобильных сельскохозяйственных машин**

В статье рассмотрены особенности исследования управляемости мобильных сельскохозяйственных машин в процессе выполнения агротехнических операций ее влияние на функциональную стабильность работы агрегатов.

*N. Artiromov*

### **Investigation into the controllability criteria of mobile agricultural machines**

The article focuses on the aspects of investigation into controllability of mobile agricultural machines in the process of performing agrotechnical operations and its effect on functional stability of unit operations.

Одержано 14.09.11

УДК 631.376.004.14

**І.І. Мельник, проф., канд. техн. наук**

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

**В.І. Сапсай, інж., Г.І. Барабаш, доц., канд. техн. наук, В.М. Зубко, канд. техн. наук**

*Сумський національний аграрний університет*

**В.В. Чуба, зав. лаб.**

*Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»*

## Математична модель визначення оптимального складу агрегатів у рослинництві

В статті подано множини факторів впливу на експлуатаційні параметри машинних агрегатів та комплексів машин, які класифіковані за групами, представлені критерії оптимізації комплексів машин, подана методика визначення раціонального складу комплексу машин для рослинництва з урахування строків проведення технологічних операцій.

**комплекс машин, раціональний склад, критерії оптимізації, показники роботи**

**Проблема.** В сучасних умовах ведення сільського господарства є досить актуальним використання раціональних комплексів машин. Обґрунтування набору техніки та її ефективне використання необхідно розглядати окремо для кожного господарства з його природно-кліматичними умовами у єдиному системному взаємозв'язку: набір культур – сівозміна – попередник – культура – технологія – технологічна операція – машина-знаряддя – машинний агрегат – агростроки виконання операції – якість виконання робіт – комплекси машин.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.**

У роботах Сидорчука О.В. [3] виділяються інженерні аспекти розвитку аграрного виробництва. Теоретичною основою їх розв'язання є теорія системотехніки, яка передбачає проведення певних процедур.

У наукових працях Пастухова В.І. пропонується новий підхід до обґрунтування оптимального складу комплексів машин. Теоретичною основою прийняття рішень про оптимальний комплекс є згортка критеріїв у вигляді імовірності переваг певного комплексу машин. Мета такого підходу полягає в сукупності критеріїв ефективності функціонування комплексів машин та методи прийняття рішення про їх оптимальний комплекс в умовах невизначеності з урахуванням статистичної достатності реалізацій імітаційного моделювання технологічного процесу. Це дозволило розробити методику визначення складу комплексів машин з мінімальними витратами ресурсів, забезпеченням максимальної реалізації біопотенціалу рослин та зниження негативного впливу на довкілля [4].

**Мета роботи.** Розробити методику обґрунтування оптимальної кількості складу комплексів машин для виробництва продукції рослинництва.

**Результати досліджень.** Зменшення прямих витрат на виконанні механізованих робіт визначається ступінню досконалості машинних агрегатів (МА), до обґрунтування складу яких пред'являються суворі вимоги. В свою чергу склад МА, а відповідно і показники залежать від множини факторів, які пропонується класифікувати за групами (рис. 1).

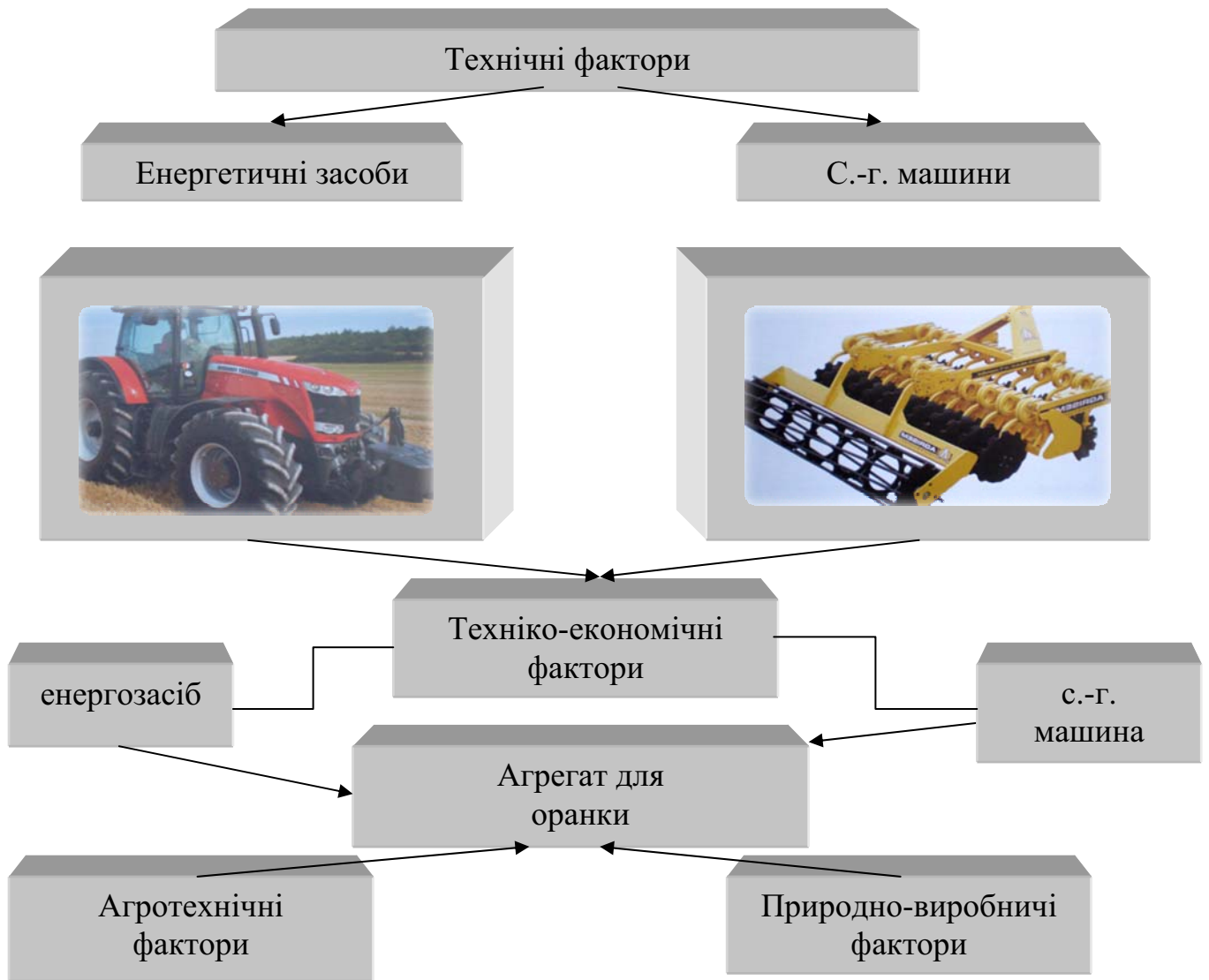


Рисунок 1 – Фактори впливу на експлуатаційні параметри машинних агрегатів та комплексів машин

### 1. Технічні фактори

#### *Енергетичні засоби:*

- Тип;
- Тягове зусилля на гаку;
- Ефективна потужність двигуна;
- Кількість передач для вибору робочих швидкостей;
- Питома витрата палива;
- Експлуатаційна маса;
- Надійність;
- Кінематичні характеристики.

#### *С.-г. машини:*

- Тип;
- Діапазон робочої швидкості;
- Конструктивна ширина захвату;
- Споживана потужність на привод робочих органів;
- Кінематична довжина;
- Експлуатаційна маса
- Надійність

### 2. Техніко-економічні фактори

- Балансова вартість
- Річне завантаження
- Система ТО і ремонту
- Відрахування на ТО і ремонт

- Кількість обслуговуючого персоналу

### 3. Агротехнологічні фактори

- Глибина обробітку ґрунту
- Норма внесення насіння, добрив, засобів захисту
- Врожайність рослинної маси, її стан

### 4. Природно-виробничі фактори

- Стан ґрунту (питомий опір, вологість, фон)
- Схил місцевості
- Довжина поля
- Конфігурація поля
- Наявність перешкод
- Кам'янистість
- Висота над рівнем моря

Відомо, що одну і ту ж операцію можуть виконувати різні за складом машинні агрегати із властивими тільки їм показниками роботи. На виконанні кожної операції може бути використано  $m$  варіантів агрегування. Технологічний процес виробництва продукції рослинництва складається із закінченого числа операцій, кількість яких виражається числом  $n$ . Тоді прямокутна матриця розміром  $n \times m$  являє собою множину можливих варіантів використання машинних агрегатів [1, 2].

Критеріями оптимізації можуть бути приведені витрати ( $C \rightarrow \min$ ), затрати робочого часу ( $H \rightarrow \min$ ), витрата палива ( $\Pi \rightarrow \min$ ), а також коефіцієнт використання парку машин ( $K_n \rightarrow \max$ ), матеріаломісткість ( $M \rightarrow \min$ ), капітальні вкладення ( $K_e \rightarrow \min$ ). Показники використання машинних агрегатів виражаються через  $a_{ij}$  ( $i = 1, 2, \dots, m; j = 1, 2, \dots, n$ ).

Множина варіантів використання машинних агрегатів у річному періоді виконання механізованих робіт виражається матрицею:

$$S = \|a_{ij}\| = \{\Theta_{ij}, L_{ij}, k_{ск.у.}, U_{ij}, k_{зм}, W_{ij}, C_{ij}, k_n, Q_{ij}, x_{ij}, i_{ij}\}, \quad (1)$$

де  $\Theta_{ij}$  – обсяг робіт, га (т, ткм);

$L_{ij}$  – довжина гонів, м;

$k_{ск.у.}$  – коефіцієнт складності умов;

$U_{ij}$  – норми висіву насіння, внесення мінеральних добрив та отрутохімікатів, кг/га;

$k_{зм}$  – коефіцієнт змінності;

$W_{ij}$  – продуктивність машинно-тракторного агрегату, га (т, ткм)/год;

$C_{ij}$  – прямі експлуатаційні витрати, грн/га (т, ткм);

$k_n$  – коефіцієнт використання парку машин;

$Q_{ij}$  – витрата палива, кг/га (т, ткм);

$x_{ij}$  – кількість агрегатів;

$i_{ij}$  – нахил місцевості, град.

У свою чергу підмножина  $x_{ij} \in S$  включає елементи, у які входять типи енергетичних засобів  $t$  ( $t = 1, 2, \dots, T$ ), сільськогосподарських машин  $\xi$  ( $\xi = 1, 2, \dots, E$ ) та їх кількість у агрегаті  $z\xi$ , тобто:

$$x_{ij} = \{t, \xi, z_\xi\}. \quad (2)$$

Якщо застосувати один із критеріїв ефективності, можна визначити найбільш “вигідні” машинні агрегати для виконання кожної окремої операції технологічного процесу. Для цього необхідно перетворити прямокутну матрицю  $n \times m$  у матрицю-

вектор так, що:

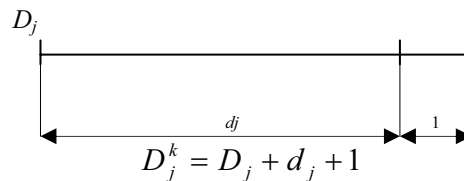
$$A = \text{opt} \left| \begin{matrix} a_{11} & a_{12} & \dots & a_{1m} \\ a_{21} & a_{22} & \dots & a_{2m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{n1} & a_{n2} & \dots & a_{nm} \end{matrix} \right|_{j=1}^n. \quad (3)$$

Матриця  $A$  являє собою систему машинних агрегатів, які можуть виконувати відповідні механізовані операції технологічного процесу. З метою пошуку оптимального складу комплексів машин для вирощування озимого ріпаку необхідно розглянути дану систему з урахуванням строків виконання робіт і загальним річним завантаженням машин.

Почергово розглядаючи технологічні операції з урахуванням тривалості їх виконання за основною операцією у межах  $j = 1, 2, \dots, n$ , визначається реальна тривалість виконання кожного циклу, уточнюється необхідна кількість машинних агрегатів на основних, допоміжних та суміжних операціях. Знаючи початок  $D_j$  і тривалість  $d_j$  виконання  $j$ -ї операції, визначаються терміни закінчення механізованих робіт:

$$D_j^k = D_j + d_j + 1_{\partial n}, \quad (4)$$

де  $D_j^k$  – термін закінчення  $j$ -ї операції.

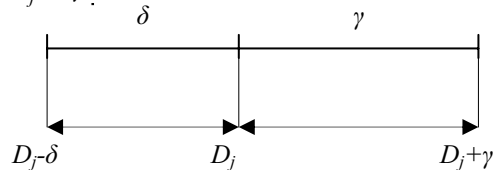


Оскільки  $x_{ij}$  залежить від тривалості виконання механізованої операції, відповідно знайшовши суму кількості агрегатів за строками виконання робіт  $l$  ( $l = D_j, D_{j+1}, \dots, 365$ ) і операціями  $j$  ( $j = 1, 2, \dots, n$ ) по кожному енергетичному засобу  $t$  ( $t = 1, 2, \dots, T$ ), одержимо:

$$\|x_{it}\| = \left| \begin{matrix} x_{11} & x_{12} & \dots & x_{1T} \\ x_{21} & x_{22} & \dots & x_{2T} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ x_{365,1} & x_{365,2} & \dots & x_{365T} \end{matrix} \right| = \left| \sum_{t=1}^T \sum_{j=1}^n \sum_{l=D_j}^{D_j^k} x_{l(j)} \right|. \quad (5)$$

У виразі (4)  $D_j$  – фіксований термін початку виконання механізованої операції, визначений наперед в циклі планування робіт.

В залежності від умов, які склались на даний момент початок виконання операції  $j$  може перенесений на більш ранню або пізню дату. Нехай маємо відрізок з агротехнічних умов  $[D_j - \delta, D_j + \gamma]$ .



де  $\delta$  – кількість днів, на які раніше виконується технологічна операція;

$\gamma$  – кількість днів, на які пізніше виконується технологічна операція.

Введемо у вираз (4) замість фіксованих чисел  $D_j$  змінну величину  $\alpha$ , таку, що  $D_j - \delta \leq \alpha \leq D_j + \gamma$ , тобто  $\alpha \in [D_j - \delta, D_j + \gamma]$ .



Функцію включення величини  $\alpha$  у відрізок  $[D_j - \delta, D_j + \gamma]$  введемо таким чином:  
 $\alpha = \mu(k) = D_j - \delta + k[D_j + \gamma - (D_j - \delta)] = D_j - \delta + k(\gamma + \delta)$ , тобто  
 $\alpha = \mu(k) = D_j - \delta + k(\delta + \gamma), k \in [0, 1]$ .

При такому означенні функції  $\mu(k)$  матимемо:

при  $k = 0: \alpha = \mu(0) = D_j - \delta$ ;

при  $k = \frac{\delta}{\delta + \gamma}: \alpha = \mu(\frac{\delta}{\delta + \gamma}) = D_j - \delta + \frac{\delta}{\delta + \gamma} * (\delta + \gamma) = D_j - \delta + \delta = D_j$ ;

при  $k = 1: \alpha = \mu(1) = D_j - \delta + \delta + \gamma = D_j + \gamma$ .

Для даної задачі достатньо надавати такі значення  $k$ :

$$0, \frac{1}{\delta + \gamma}, \frac{2}{\delta + \gamma}, \frac{3}{\delta + \gamma} \dots \frac{\delta - 1}{\delta + \gamma}, \frac{\delta}{\delta + \gamma} \dots \frac{\delta + 1}{\delta + \gamma} \dots \frac{\delta + \gamma - 1}{\delta + \gamma}, \frac{\delta + \gamma}{\delta + \gamma} = 1.$$

Вибравши конкретне значення  $k$  із наведеної вище множини значень величини  $k$ , знаходиться конкретне  $\alpha_k = \mu(k)$ .

Далі, підставивши у вираз (4) отримані перетворення, знаходимо число  $D_j^k$ :

$$D_j^k = \alpha_k + d_j + 1_{\text{дн}}, \quad (6)$$

де  $\alpha_k = \mu(k)$ .

Таким чином, матриця (5) набирає вигляду:

$$\|x_{tl}\| = \left| \sum_{j=1}^n \sum_{l=\alpha_k}^{\alpha_k + d_j + 1} X_{l(j)} \right|, \quad (7)$$

або

$$\|x_{tl}\| = \left| \sum_{j=1}^n \sum_{l=\mu(k)}^{\mu(k) + d_j + 1} X_{l(j)} \right|. \quad (8)$$

для будь-якого значення  $k$  із вищенаведеної множини значень  $k$ .

Далі досліджуючи матрицю (5) на максимум для кожного  $t$  по  $l$ , одержимо матрицю-вектор кількості енергетичних засобів  $t$ -го типу:

$$x_t^{\max} = \max_{t=1}^T \|x_{tl}\|. \quad (9)$$

Загальна кількість годин роботи енергетичних засобів типу  $t$  протягом року під час виконання механізованих робіт знаходиться за такою залежністю:

$$H_t^3 = \left| \sum_{j=1}^n (x_{l(j)} d_j T_{3M}) \right|. \quad (10)$$

Відповідно річне завантаження одиничного енергетичного засобу кожного типу дорівнюватиме:

$$H_t^3 = \left| \sum_{j=1}^n \frac{(x_{l(j)} d_j T_{3M})}{x_t^{\max}} \right|. \quad (11)$$

З аналізу залежності встановлено, що зменшення кількості енергетичних засобів  $x_t^{\max}$  за рахунок перерозподілу робіт між ними призводить до збільшення їх річного

завантаження, а отже, до зменшення приведених витрат на виконання механізованих робіт та зниження капітальних вкладень. Для пошуку шляхів зменшення значення  $x_t^{\max}$  необхідно ввести поняття “відсікаюча перемінна” –  $\delta_t$ , початкове значення якої дорівнює:

$$\delta_t = x_t^{\max} - 1. \quad (12)$$

Розглядаючи елементи матриці (11) по кожному  $t$  ( $t = 1, 2, \dots, T$ ), знаходять значення  $l$ , для якого  $x_{tl} > \delta_t$ . У цьому випадку із множини  $x_{tl}$  для даного  $t$  і  $l$  знаходять таке значення (тобто таку операцію), для якого справедлива нерівність:

$$x_{tl} \geq x_t^{\max} - \delta_t. \quad (13)$$

Такий пошук проводиться для всіх  $t$  по всіх  $l$ . Якщо нерівність (13) не підтверджується, то перемінна  $\delta_t$  для всіх  $t$  зменшується на 1 до того моменту, поки нерівність (13) буде справедлива. Відповідно для одержаного  $j$  планується використання іншого агрегату, близького за критерієм ефективності до вибраного раніше за умови, що тип енергетичного засобу  $t$  цього агрегату увійшов до складу агрегатів на інших операціях. Тимчасово знявши з  $j$ -ї роботи попередній агрегат, тобто частково звільнивши матрицю (5) від раніше прийнятого значення  $t$  по  $D_j, D_{j+1}, \dots, D_j^k$ , перевіряють її стан з новим  $t$ . Якщо нерівність (13) справедлива, то перебудовується матриця  $A$  з урахуванням нововведеного агрегату. Кожний перерозподіл стану системи, яка розглядається, викликає нове значення матриці  $A$ . Тому на кожному етапі перерозподілу аналізується ця матриця для визначення випадку збільшення  $N_t$ . При цьому тимчасово зняті агрегати повністю виключаються із системи. У іншому випадку вони залишаються для продовження корегування згаданої матриці.

Коли знімається один із типів агрегатів із основної операції, то визначаються нові строки виконання робіт й уточнюється кількість агрегатів на допоміжних і суміжних операціях. При заміні агрегатів на допоміжних і суміжних операціях одночасно визначається їх необхідна кількість.

Процес перерозподілу робіт продовжується до моменту, коли “відсікаюча перемінна”  $\delta_t$  для всіх  $t$  набуває значення  $\delta_t = 0$ .

Остаточне значення елементів матриці (13) являє собою матрицю використання раціонального складу парку енергетичних засобів по днях календарного періоду робіт.

Кількісний склад енергетичних засобів раціонального комплексу машин визначається із залежності:

$$X_t^e = \max_l \left| \sum_{t=1}^T \sum_{j=1}^n \sum_{l=\mu(k)}^{\mu(k)+d_j+1} x_{l(j)} \right|. \quad (14)$$

Кількісний і структурний склад сільськогосподарських машин залежить від складу машинних агрегатів, у яких використовуються енергетичні засоби раціонального машинного парку:

$$X_\xi^c = \max_l \left| \sum_{\xi=1}^{\Xi} \sum_{j=1}^n \sum_{l=\mu(k)}^{\mu(k)+d_j+1} (x_{l(j)} z_\xi) \right|. \quad (15)$$

Виділивши із набору технологічних операцій ті, що виконуються при вирощуванні культур змодельованої сівозміни, і прийнявши, що  $\alpha$  — номер першої операції і  $\beta$  — кількість операцій по даній культурі, визначають раціональні комплекси машин для вирощування і збирання сільськогосподарських культур. Для цього необхідно, використавши (14) і (15), взяти суму по  $i$  так, що  $i = \alpha, \alpha + 1, \dots, \alpha + \beta$ .

В подальшому отримані дані будуть використані для визначення нормативу потреби в техніці основних груп господарств Сумської області.

### Висновки.

Одержана методика визначення оптимального складу комплексів машин в структурі машинного парку, які є його складовою частиною і їх робота взаємозв'язана з роботою всього парку машин.

Розкривши множину  $S$  і використавши (14) і (15), одержимо технологічний процес вирощування і збирання сільськогосподарських культур у сівозміні, який дає можливість ефективно використовувати техніку з врахуванням отриманих строків виконання робіт.

Цільову функцію розглянутої вище системи цілісних математичних моделей, визначення структури комплексів машин, у загальному вигляді можна позначити залежністю:

$$F = f(A(d_i^0)) \rightarrow \min_i Kr^e,$$

де  $Kr^e$  — критерій ефективності;

$A(d_i^0)$  — динамічний стан системи (агрегати – строки робіт).

### Список літератури

1. Мельник І.І. Оптимізація комплексів машин і структури машинного парку та планування технічного сервісу : навчальний посібник / І. І. Мельник, В. Д. Гречкосій, В. В. Марченко та ін. – К. : ВВЦ НАУ, 2004. – 151с.
2. Мельник І.І. Інженерний менеджмент: Навч. Посібник / І. І. Мельник, І. Г. Тивоненко, С. Г. Фришев, В. П. Бабій, С. М. Бондар. За заг. ред. Мельника І. І. – Вінниця «Нова Книга», 2007. – 536 с.
3. Сидорчук О. В. Системотехніка аграрного виробництва та інженерні аспекти його розвитку /О.В.Сидорчук // Вісник Львів. ДАУ. –2000. – № 4. – С. 5–12.
4. Пастухов В. І. Обґрунтування оптимальних комплексів машин для механізації польових робіт : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук : спец. 05.05.11 “Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва” / В. І. Пастухов . – Х., 2006. – 38 с.

*І. Мельник, В. Сапсай, Г. Барабаш, В. Зубко, В. Чуба*

### **Математическая модель обоснования рационального состава машинных агрегатов в растениеводстве**

В статье поданы множество факторов, которые классифицированы по группам, представлены критерии оптимизации комплексов машин, подана методика определения рационального состава комплексов машин для растениеводства с учетом сроков проведения технологических операций.

*I. Melnik, V. Sapsaj, G. Barabash, V. Zubko, V. Chuba*

### **Mathematical model of ground rational composition machine aggregates is in plant-grower**

In the article given great number of factors, which is classified on groups, the criteria of optimization complexes machines are presented, the method of determination rationally complexes machines is given for a plant-grower taking into account the terms leadthrough of technological operations.

Одержано 05.09.11

УДК 631.632

**О.М. Васильковський, доц., канд. техн. наук, В.М. Сало, проф., д-р техн. наук, М.М. Петренко, проф., канд. техн. наук, Я.С. Васильковський, магістрант**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## Суміщення технологічних операцій у виробництві олії

В статті наводиться один з варіантів удосконалення технологічної лінії по виробництву олії з термічною обробкою насіння соняшнику, перевагою якого є суттєве зменшення металоємності, енергоємності та габаритів пневморешітного сепаратора. Вказаний ефект досягається завдяки використанню оригінального робочого органу, що дозволяє реалізувати суміщення кількох технологічних операцій.

**енергоємність, лопатевий ротор, металоємність, пневморешітний сепаратор, сепарація, соняшник, суміщення операцій**

У Кіровоградській області переважає аграрний сектор, орієнтований на виробництво продукції рослинництва та тваринництва. Даний напрямок сформований п'ятьма основними галузями: виробництво м'ясопродуктів, молочної продукції, переробка зерна, виробництво жирів та цукру.

Потужності підприємств цих галузей дозволяють переробити протягом року 200 тис. тонн худоби та птиці, 400 тис. тонн молока, 520 тис. тонн насіння соняшнику, 3 млн. тонн цукрових буряків, виробити 180 тис. тонн борошна і до 100 тис. тонн круп.

Останніми роками, доля підприємств з виробництва харчових продуктів в обсязі реалізованої промисловості області продукції складає 33-35%, що свідчить про потужний стан харчової індустрії та перспективи розвитку.

Згідно прийнятої у 2010 році комплексної програми розвитку Кіровоградщини «Центральний регіон – 2015», протягом 2010-2015 років пріоритетними задачами регіону є:

- розвиток тваринництва;
- підвищення врожайності сільськогосподарських культур;
- розвиток харчової промисловості.

Виконання перших двох задач є необхідною складовою у забезпеченні вирішення третьої, оскільки продукція тваринництва і рослинництва – це сировинна база харчової промисловості.

Головним напрямом подальшого розвитку підприємств галузі харчової промисловості відзначено потребу у їх переоснащенні та модернізації на основі якісно нової технічної та організаційної бази, впровадження сучасних технологій європейського рівня.

За останні роки на харчових та переробних підприємствах Кіровоградської області йде активна заміна застарілого обладнання, однак нові машини, що входять до складу технологічних потокових ліній, при забезпеченні прийнятної якості роботи не завжди є енергоощадними, що негативно впливає на собівартість виробленої продукції.

Проаналізуємо комплект обладнання, що застосовується у виробництві соняшникової олії з термічною обробкою насіння на прикладі технологічної лінії, що пропонує на ринку ТОВ «Украгромаш». До складу лінії входять наступні машини:

- сепаратор Б6-МСА-1;
- машина обрешувальна Б6-МРА-3;

- верстат малий вальцовий Б6-МВС;
- жаровня Б6-МЖА-1;
- прес шнековий Б6-МБП-1;
- прес гідравлічний Б6-МПА;
- фільтр К 10.0.04.01;
- установка насосна К 10.0.06.01;
- війка НВХ;
- насіннеобрушувальна машина НРХ-4.

Продуктивність лінії обмежена пропускною здатністю малого вальцового верстату Б6-МВС і не перевищує 800 кг/год.

Для очищення насіння від домішок у лінії застосовується сепаратор Б6-МСА-1 (рис.1), що здійснює відокремлення часток, які відрізняються від основної культури розмірами та аеродинамічними властивостями. Крім того, машина забезпечує видалення феромагнітних домішок.

Сепаратор Б6-МСА-1 має наступні основні характеристики:

- продуктивність, не менше – 1 т/год.;
- якість очищення, не менше – 60 %;
- встановлена потужність – 2,2 кВт;
- габарити, ДхШхВ – 1750х1325х1855;
- маса – 540 кг.

Аналіз основних характеристик базового сепаратора дозволяє зазначити – енергоємність процесу очищення насіння становить 2,2 кВт·год/т, що є відносно високим показником у порівнянні з останніми досягненнями техніки в галузі післязбирального обробітку зерна.



Рисунок 1 – Сепаратор зерноочисний Б6-МСА-1.

Високі енерговитрати у сепаруючих системах можуть свідчити, як правило, про наступне:

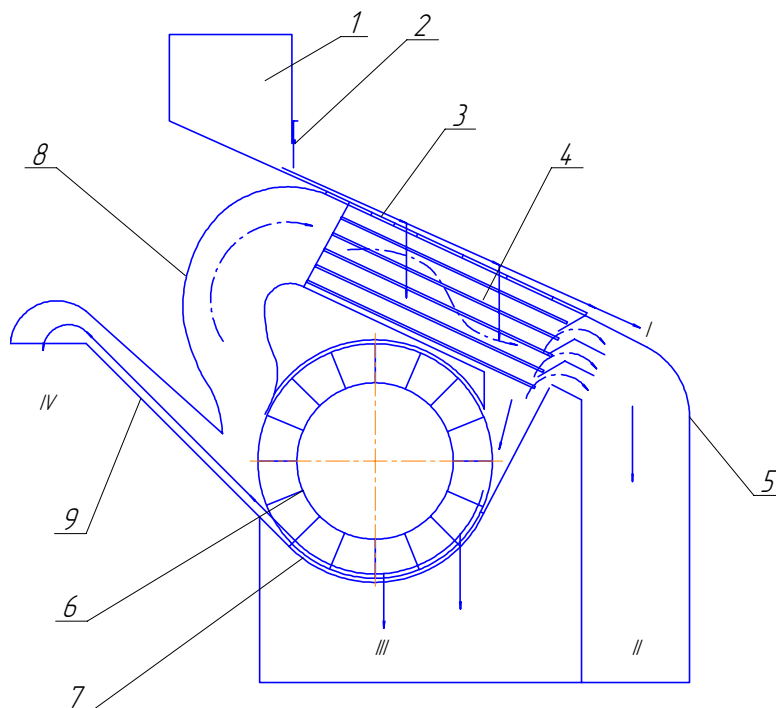
- обрана нераціональна схема (або послідовність) виконання операцій;
- призначені більш жорсткі режими роботи;
- під час виконання основної технологічної операції виконуються допоміжні (примусове транспортування зерна, очищення робочих отворів решіт, тощо), які потребують додаткових енерговитрат.

На кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету було створено оригінальну конструкцію

повітряно-решітного сепаратора (рис. 2), що дозволяє проводити повітряно-решітне очищення зерна.

Продуктивність машини – 1 т/год., при цьому встановлена потужність становить 0,55 кВт., а маса – 62 кг. Сепаратор відрізняється простотою конструкції і низькою собівартістю виготовлення.

Запропонована машина складається з бункера 1, дозатора 2, пруткового колосового решета 3, блоку затримки (блока затримки) 4, напрямників 5, 8, 9, ротора 6 та дуговидного пруткового решета 7.



1- бункер, 2- дозатор, 3- пруткове колосове решето, 4- блок затримки, 5, 8, 9- напрямники, 6- ротор, 7- підсівне решето

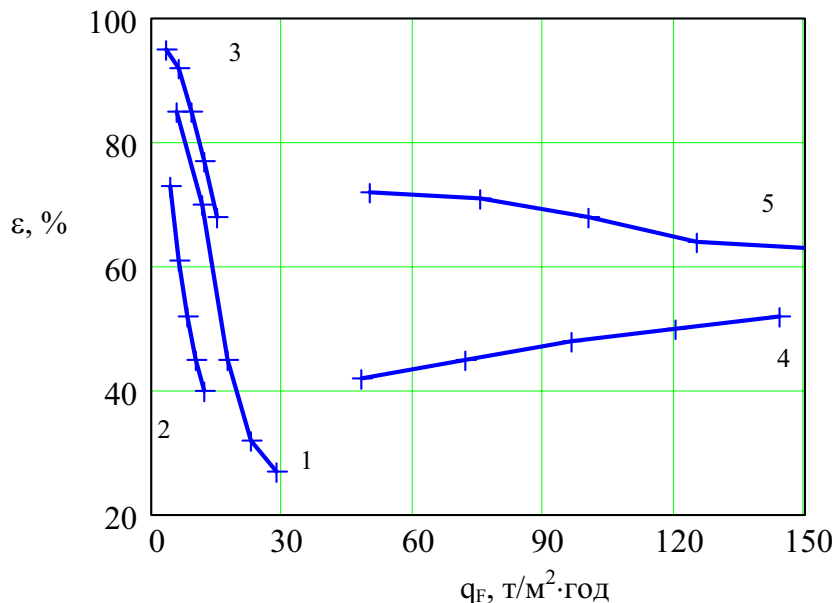
Рисунок 2 – Функціональна схема дослідного пневморешітного сепаратора

Технологічний процес роботи наступний: зерно з бункера поступає на колосове решето, просіявшись крізь яке, піддається дії повітря у блоці затримки, де відбувається видалення легких домішок. Очищення зерна від дрібних домішок відбувається на дуговидному підсівному решеті, після чого чистий продукт вивантажується самопливом, маючи значну кінетичну енергію. Крупні, легкі та дрібні домішки виділяються у відповідні приймальники і виводяться з машини також самопливом, без застосування додаткових пристроїв.

Основною особливістю запропонованої машини є те, що в процесі її роботи один робочий орган – лопатевий щітковий ротор виконує одночасно кілька технологічних операцій:

- створення повітряного потоку;
- переміщення зерна по підсівному решету;
- викидання очищеного зерна з машини;
- очищення робочих отворів підсівного решета від забивання частками продукту.

Ефективність роботи запропонованого сепаратора (за показниками ефективності решітних частин) підтверджується результатами порівняльних випробувань останнього [1] з відомими сучасними конструкціями (рис. 3).



1 – нерухоме плоске решето Ю.В. Чернухіна; 2 – плоске коливальне решето сепаратора Б6-МСА-1; 3 – циліндричне решето з гвинтовим ротором; 4 – інерційний сепаратор Г.Г. Странадко, 5 – дослідний інерційний прямоточний сепаратор

Рисунок 3 – Результати порівняльних випробувань відомих решітних сепараторів

Таким чином відзначимо, що використання запропонованого сепаратора, замість Б6-МСА-1, в технологічній лінії по виробництву соняшникової олії з термічною обробкою насіння дозволить знизити її вартість, металоємність, а також зменшити загальну енергоємність процесу. Однак, задачею подальшого удосконалення сепаратора є необхідність включення до його конструкції робочого органу для видалення феромагнітних домішок і проведення досліджень по визначенню загальної ефективності удосконаленої машини.

## Список літератури

1. Васильковський О.М. Розробка конструкції та обґрунтування параметрів відцентрового прямоточного сепаратора зерна: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / О.М. Васильковський. – Кіровоград, 2001. – 23 с.

*А. Васильковський, В. Сало, Н. Петренко, Я. Васильковський*

### **Совмещение технологических операций в производстве подсолнечного масла**

В статье приводится один из вариантов усовершенствования технологической линии по производству масла с термической обработкой семян подсолнечника, преимуществом которого является существенное уменьшение металлоемкости, энергоемкости и габаритов пневморешетного сепаратора. Указанный эффект достигается благодаря использованию оригинального рабочего органа, что позволяет реализовать совмещение нескольких технологических операций.

*O. Vasilkovskiy, V. Salo, M. Petrenko, Y. Vasilkovskiy*

### **The combination of process steps in the production of sunflower oil**

The article provides an option to improve the technological line for production of oil from heat treatment of sunflower seeds, the advantage of which is a significant reduction in metal, energy and dimensions pneumatic-grate separator. The indicated effect is achieved by using the original working body to implement the combination of several technological operations.

Одержано 18.10.11

УДК 631.374

**В.М. Швайко, доц., канд. фіз.-мат. наук, С.С. Тищенко, доц., канд. техн. наук**  
*Дніпропетровський державний аграрний університет*

## Моделювання руху частинки по прямолінійній лопаті роторного прискорювача

На підставі моделі отримана аналітична залежність для визначення відносної швидкості частинки, що транспортується по довільно орієнтованій прямолінійній лопаті роторного прискорювача при опорі середовища, який пропорційний першій ступені швидкості.

**роторний прискорювач, рух частинки, опір середовища**

**Постановка проблеми:** Для заготівлі кормів сучасні кормозбиральні комбайни обладнуються роторними лопатевими прискорювачами маси. Ці пристрої надають додаткову кінетичну енергію часткам маси та оптимізують потік маси по силосопроводу.

Практика використання таких пристроїв свідчить про те, що в складних умовах роботи надійність роторних прискорювачів маси різко знижується, що проявляється в забиванні силосопроводу або ж самого роторного прискорювача.

Проведення обґрунтування кінематичних режимів роботи таких пристроїв на сьогодні можливо тільки з поглибленим вивченням процесу руху частинки з урахуванням багатьох факторів, що дає можливість отримати кінцевий результат, тобто кінематичні параметри частинки перед зходом з лопаті.

**Аналіз досліджень і публікацій:** Рух частинки по площині, яка обертається навколо горизонтальної осі, досліджувався багатьма вченими [1–6], що дало можливість отримати ряд кінематичних параметрів. Однак при цьому не враховано ряд принципів моментів, наприклад опору середовища [7–8].

**Мета** досліджень полягає в теоретичному обґрунтуванні вивченні процесу взаємодії частки з лопаттю прискорювача під час руху по лопаті, яке враховує опір середовища і може бути використано при оптимізації параметрів або режимів роботи подібних пристроїв.

**Об'єкт та методика досліджень.** Визначення відносної швидкості транспортованого матеріалу, а саме, частинки по лопаті здійснено з використанням механіко-математичних методів [1].

При рівномірному обертанні валу ( $\omega = \text{const}$ ) роторного прискорювача в роботі [8] був отриманий вираз для нормальної реакції  $N$  площини лопаті, яка діє на частинку масою  $m$ , що транспортується

$$N = m \cdot [g \cdot \cos(\varphi_0 + \omega \cdot t - \gamma) - \omega^2 \cdot r_{np} + 2 \cdot \omega \cdot \dot{x}]. \quad (1)$$

і рівняння відносного руху матеріальної точки уздовж довільно орієнтованої лопаті (кут  $\gamma$ )

$$\begin{aligned} \ddot{x} + 2 \cdot f \cdot \omega \cdot \dot{x} + K_v(\dot{x}) - \omega^2 \cdot x = \\ = -g \cdot [\sin(\varphi_0 + \omega \cdot t - \gamma) + f \cdot \cos(\varphi_0 + \omega \cdot t - \gamma) + \omega^2 \cdot (f \cdot r_{np} - l_{OP})]. \end{aligned} \quad (2)$$

Тут і надалі використовуються позначення, прийняті в роботах [7–8]. Схема сил, прикладених до частинки наведена на рисунку 1. Крапка ( $\dot{\phantom{x}}$ ) над змінною означає першу



похідну за часом  $t$  від відповідної координати; дві крапки  $(\ddot{\cdot})$  – друга похідна.

Знайдемо рішення останнього диференціального рівняння в припущенні, що опір середовища пропорційний першому ступені швидкості, тобто  $K_v(\dot{x}) = f_1 \cdot \dot{x} / m$ , де  $f_1 = \text{const}$  - коефіцієнт опору повітря.

У нашому випадку, рівняння (2) перетвориться до вигляду

$$\begin{aligned} \ddot{x} + (2 \cdot f \cdot \omega + f_1 / m) \cdot \dot{x} - \omega^2 \cdot x = \\ = -g \cdot [\sin(\varphi_0 + \omega \cdot t - \gamma) + f \cdot \cos(\varphi_0 + \omega \cdot t - \gamma)] + \omega^2 \cdot (f \cdot r_{np} - l_{OP}), \end{aligned} \quad (3)$$

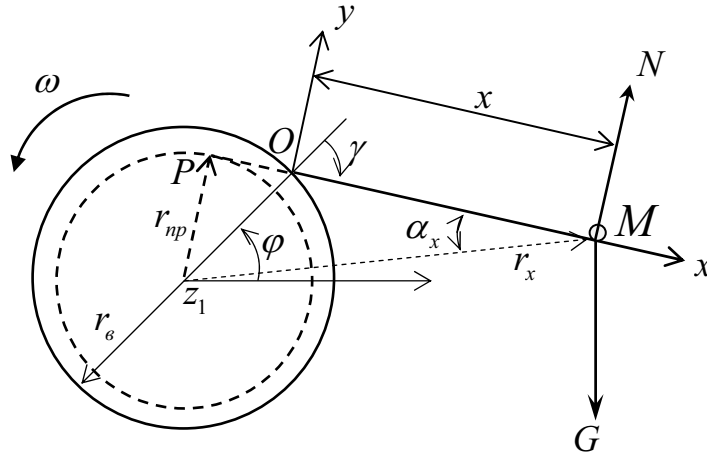


Рисунок 1 - Схема сил, діючих на частинку при русі по лопаті роторного прискорювача

На підставі [9], отримуємо загальне рішення для останнього диференціального рівняння другого порядку у вигляді

$$\begin{aligned} x(t) = C_1 \cdot e^{\lambda_1 t} + C_2 \cdot e^{\lambda_2 t} + \frac{g}{2 \cdot \omega^2} \cdot \frac{1}{1 + (f + \frac{f_1}{2 \cdot m \cdot \omega})^2} \cdot [(1 - f^2 - \frac{f \cdot f_1}{2 \cdot m \cdot \omega}) \cdot \\ \cdot \sin(\varphi_0 + \omega \cdot t - \gamma) + (2 \cdot f + \frac{f_1}{2 \cdot m \cdot \omega}) \cdot \cos(\varphi_0 + \omega \cdot t - \gamma)] - f \cdot r_{np} + l_{OP}, \end{aligned} \quad (4)$$

$$\text{де } \lambda_1 = \omega \cdot [-(f + \frac{f_1}{2 \cdot m \cdot \omega}) + \sqrt{1 + (f + \frac{f_1}{2 \cdot m \cdot \omega})^2}] > 0 \text{ і}$$

$$\lambda_2 = -\omega \cdot [(f + \frac{f_1}{2 \cdot m \cdot \omega}) + \sqrt{1 + (f + \frac{f_1}{2 \cdot m \cdot \omega})^2}] < 0$$

$C_1$  і  $C_2$  – постійні інтегрування;

$e$  – основа натуральних логарифмів.

На підставі (4), знаходимо вираз для відносної швидкості матеріальної точки

$$\begin{aligned} v_r(t) = \dot{x}(t) = \lambda_1 \cdot C_1 \cdot e^{\lambda_1 t} + \lambda_2 \cdot C_2 \cdot e^{\lambda_2 t} + \frac{g}{2 \cdot \omega} \cdot \frac{1}{1 + (f + \frac{f_1}{2 \cdot m \cdot \omega})^2} \cdot \\ \cdot [(1 - f^2 - \frac{f \cdot f_1}{2 \cdot m \cdot \omega}) \cdot \cos(\varphi_0 + \omega \cdot t - \gamma) - (2 \cdot f + \frac{f_1}{2 \cdot m \cdot \omega}) \cdot \sin(\varphi_0 + \omega \cdot t - \gamma)]. \end{aligned}$$

Із початкових умов

$$x(0) = x_0, \quad v_r(0) = \dot{x}(0) = 0$$

знаходимо постійні  $C_1$  и  $C_2$ :

$$C_1 = -\frac{\lambda_2}{\lambda_1 - \lambda_2} \cdot (x_0 + f \cdot r_{np} - l_{OP}) + \frac{2 \cdot g}{(\lambda_1 - \lambda_2)^3} \cdot \left\{ \left[ \lambda_2 \cdot (1 - f^2 - \frac{f \cdot f_1}{2 \cdot m \cdot \omega}) + \omega \cdot (2 \cdot f + \frac{f_1}{2 \cdot m \cdot \omega}) \right] \cdot \sin(\varphi_0 - \gamma) + \right. \\ \left. + \left[ \lambda_2 \cdot (2 \cdot f + \frac{f_1}{2 \cdot m \cdot \omega}) - \omega \cdot (1 - f^2 - \frac{f \cdot f_1}{2 \cdot m \cdot \omega}) \right] \cdot \cos(\varphi_0 - \gamma) \right\},$$

$$C_2 = \frac{\lambda_1}{\lambda_1 - \lambda_2} \cdot (x_0 + f \cdot r_{np} - l_{OP}) - \frac{2 \cdot g}{(\lambda_1 - \lambda_2)^3} \cdot \left\{ \left[ \lambda_1 \cdot (1 - f^2 - \frac{f \cdot f_1}{2 \cdot m \cdot \omega}) + \omega \cdot (2 \cdot f + \frac{f_1}{2 \cdot m \cdot \omega}) \right] \cdot \sin(\varphi_0 - \gamma) + \right. \\ \left. + \left[ \lambda_1 \cdot (2 \cdot f + \frac{f_1}{2 \cdot m \cdot \omega}) - \omega \cdot (1 - f^2 - \frac{f \cdot f_1}{2 \cdot m \cdot \omega}) \right] \cdot \cos(\varphi_0 - \gamma) \right\}.$$

В окремому випадку, при  $f_1 = 0$ , приходимо до результатів, які отримані в роботі [8]. На рисунку 2 представлені результати моделювання руху частинки по лопаті. Як видно із рисунка, відносна швидкість частинки має максимум при значенні часу 0,15 с. Таким чином, можна встановити таку довжину лопаті, при якій швидкість сходу частинки буде максимальною.

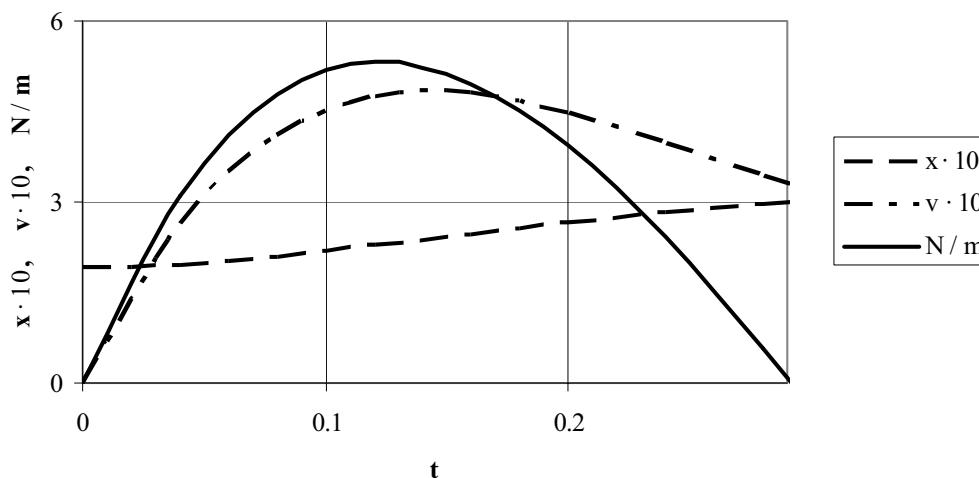


Рисунок 2 - Залежність відносного переміщення частинки  $x$ , відносної швидкості  $v_r$  і нормальної реакції  $N$  від часу  $t$  при таких вищіданих даних:  $\omega = 4.712 \text{ с}^{-1}$  (45 об./хв.),  $f = 0.57$ ,  $f_1 = 0$ ,  $r_g = 0.4 \text{ м}$ ,  $\gamma = 90^\circ$ ,  $x_0 = 0.1905 \text{ м}$ ,  $\varphi_0 = 65^\circ$

**Висновки.** В рамках моделі отримані результати дозволяють аналітично описувати кінематику частинки, що рухається по довільно орієнтованій прямолінійній лопаті, при опорі середовища, який пропорційний першій ступені швидкості і використовувати їх при конструюванні та обґрунтуванні режимів роботи роторного прискорювача.

## Список літератури

7. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / Василенко П.М. – К.: Изд-во УАСХН, 1960. – 284 с.
8. К анализу работы швырялки / Б.Г. Турбин, В.С. Киров // Записки Ленинград. с.-х. инс-та. – Л.: Сельхозиздат, 1962. – Т. 88. – С. 149 – 153.
9. Обоснование параметров ботвошвыряльного устройства / Ю.Б. Аванесов, Д.К. Мельник // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1969. – № 10. – С. 29 – 31.
10. Влияние угла наклона и числа лопаток роторных рабочих органов на равномерность распределения органических удобрений / Н.К. Линник // Исследования по механизации и электрификации сельского хозяйства. – К.: Урожай, 1968. – С. 295 – 300.
11. До визначення параметрів фрез-метальника для транспортування ґрунту / А.С. Лімонт // Вісник сільськогосподарської науки. – 1973. – № 9. – С. 24 – 31.
12. Визначення швидкості частки транспортованого матеріалу по лопаті кидальника / А.С. Лімонт // Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. – 2007. – № 2. – С. 78 – 81.
13. Кобець А.С., Швайко В.М., доц., Кобець О.М. Дослідження взаємодії частки з лопаттю роторного прискорювача // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка: «Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні». – Харків, 2009. – Випуск № 76. – С. 252 - 256.
14. Швайко В.М., Гурідова В.О. Вплив орієнтації прямолинійної лопаті роторного прискорювача на кінематику частки, що транспортується // Вісник ДДАУ: "Сучасні проблеми землеробської механіки" – Дніпропетровськ, 2009. – Випуск № 2-09. – С. 265 - 267.
15. Э. Камке Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям. – Издательство «Наука» Главная редакция физико-математической литературы. – М., 1976. – 576 с.

*В.Швайко, С. Тищенко*

### **Движение частицы по прямолинейной лопасти роторного ускорителя**

На основании уточненной модели получена аналитическая зависимость для определения относительной скорости транспортируемой частицы по произвольно ориентированной прямолинейной лопасти роторного ускорителя при сопротивлении среды, пропорциональной скорости первой степени.

*V. Shvasko, S. Tischenko*

### **Motion of particle on rectilineal blade of rotor accelerating**

On the basis of the specified model analytical dependence is got for determination of relative speed of the transported particle on the arbitrarily oriented rectilineal blade of the rotor accelerating at resistance of environment, proportional speed of the first degree.

Одержано 14.09.11

УДК 631.33.02

**М.М. Петренко, проф., канд. техн. наук, М.І. Васильковський, доц., канд. техн. наук, К.В. Васильковська, асп.**

*Кіровоградський національний технічний університет*

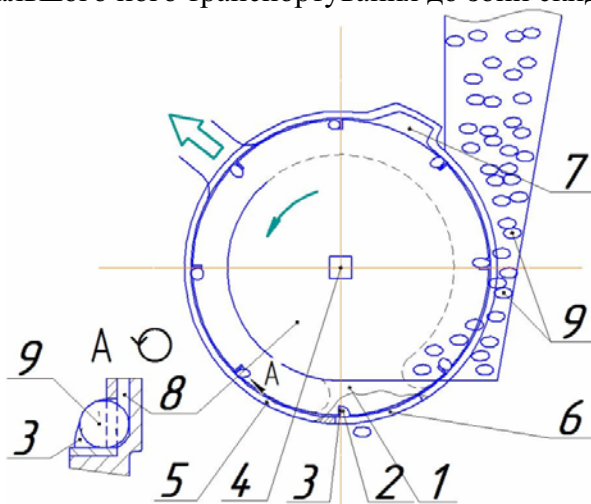
## До обґрунтування параметрів пневмомеханічного висівного апарата з периферійним розташуванням комірок для точного висіву насіння просапних культур

В статті обґрунтовані умови збільшення продуктивності оригінального пневмомеханічного висівного апарата з диском, на якому периферійно розташовані комірки для точного висіву насіння просапних культур за рахунок збільшення швидкості обертання комірок висівного елемента за умови збереження їх якісного заповнення.

**насінина, комірка, лопатка, висівний диск, однонасіневий відбір, продуктивність, якість висіву, швидкість обертання комірок, розподіл насіння в борозні, середньоквадратичне відхилення**

Для отримання високих врожаїв просапних культур необхідне забезпечення відповідної якості їх висіву в оптимальні агротехнічні строки. Це вимагає від господарств наявності мати продуктивної та надійної посівної техніки, яка б дозволяла виконувати високоякісний посів в оптимальні агростроки.

З метою підвищення ефективності точного висіву насіння просапних культур на кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету розроблено і виготовлено дослідний зразок нового пневмомеханічного висівного апарата (рис. 1), головною особливістю якого є наявність оригінального висівного диска з периферійним розташуванням робочих комірок, на внутрішній поверхні яких розмішені лопатки для примусового захоплення насіння в робочій камері та подальшого його транспортування до зони скидання [1].



1- висівний диск; 2- комірка; 3- лопатка; 4- приводний вал; 5- корпус; 6- висівне вікно; 7- порожнина для видалення зайвого насіння; 8 – вакуумна камера; 9 - насіння

Рисунок 1 - Схема дослідного пневмомеханічного висівного апарата з периферійним розташуванням комірок конструкції КНТУ

Для оцінки роботи пневмомеханічних висівних апаратів для точного висіву головними технологічними показниками є продуктивність та якість висіву.

Потрібна продуктивність висівного апарата виходячи з умов забезпечення заданої величини поступальної швидкості сівалки та необхідної норми висіву насіння на погонному метрі, може бути визначена за формулою:

$$N = V_c \cdot m, \quad (1)$$

де  $V_c$  – швидкість сівалки, м/с;

$m$  – норма висіву насіння, шт./м.

Вона забезпечується встановленням відповідних параметрів висівного апарата:

$$N = \frac{n \cdot z \cdot k}{60}, \quad (2)$$

де  $n$  – частота обертання висівного диска, об/хв;

$z$  – кількість комірок на диску;

$k$  – коефіцієнт заповнення комірок на виході з апарата.

Порівнявши праві частини рівнянь (1) та (2), отримаємо загальну залежність конструктивних та технологічних параметрів сівалки, які необхідні для забезпечення агротехнічних умов за продуктивністю висіву:

$$V_c \cdot m = \frac{n \cdot z \cdot k}{60}. \quad (3)$$

В лівій частині рівняння (3) представлені параметри, які задаються агротехнічними вимогами, реалізацію яких повинні забезпечувати висівний апарат та сівалка.

В правій частині рівняння представлені параметри керування, за допомогою яких здійснюється реалізація лівої частини.

Для забезпечення потрібної рівномірності висіву параметри правої частини рівняння повинні відповідати раціональним значенням, зокрема, значення коефіцієнта заповнення комірок насінням має дорівнювати  $k=1$ . Його відхилення в той або інший бік від вказаного значення призведе до зниження рівномірності вихідного насіннєвого потоку, що формується висівним апаратом та, як наслідок, до зниження рівномірності розташування насіння в борозні.

Максимальна частота обертання висівного диска залежить від допустимої колової швидкості руху комірок  $[V_k]$ , при якій може бути досягнута необхідна якість їх однонасіннєвого заповнення:

$$n = \frac{30 \cdot [V_k]}{k \cdot \pi \cdot R}, \quad (4)$$

де  $R$  – радіус розташування комірок на диску, м.

Запропонований висівний диск, завдяки наявності лопаток, дозволяє надійно захоплювати і переміщувати насіння до зони скидання на підвищених швидкостях обертання комірок. Однак постає питання визначення їх параметрів.

Для запобігання попадання насіння в вакуумну камеру та його заклинювання приймаємо таке співвідношення:

$$S_{отв} < S_{прн}, \quad (5)$$

де  $S_{отв}$  – площа робочого отвору, м<sup>2</sup>;

$S_{прн}$  – площа проекції насінини, м<sup>2</sup>.

Використовуючи відомі співвідношення запропоновані О.О. Будаговим [2] та В.П. Чіккіним [3], запишемо:

$$S_{отв} = 0,7 \cdot S_{прн}. \quad (6)$$

Знехтувавши значенням радіусу диска визначимо орієнтовну площу робочого отвору:

$$S_{отв} = \frac{\pi \cdot r^2}{4} - S_1, \quad (7)$$

де  $r$  – радіус заокруглення розкривної комірки, м;

$S_1$  – площа поперечного перерізу виступу, яка визначається як  $S_1 = r \cdot h$  м<sup>2</sup>;

де  $h$  – висота полицки у корпусі висівного апарату між робочою камерою і камерою розрідження,  $h=0,2$  м (рис. 2).

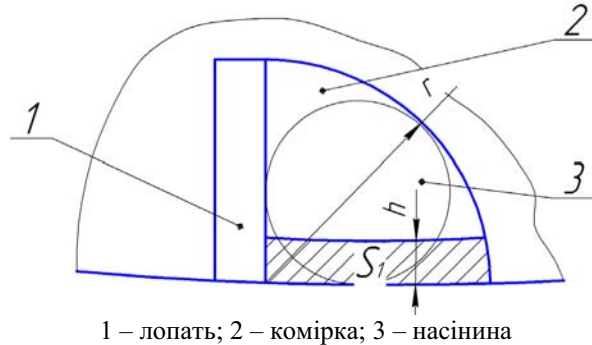


Рисунок 2 - Схема для визначення площі присмокування розкривної комірки

Тоді:

$$S_{отв} = \frac{\pi \cdot r^2}{4} - r \cdot h, \quad (8)$$

Для насіння цукрового буряку площа проекції насінини  $S_{прн}$  буде мати форму кола.

Тому з урахуванням (8), вираз (6) прийме вигляд:

$$\frac{\pi \cdot r^2}{4} - r \cdot h = 0,7 \cdot \frac{\pi \cdot d_n^2}{4},$$

де  $d_n$  – діаметр насінини, мм.

Радіус заокруглення комірки становитиме:

$$r = \frac{h + \sqrt{h^2 + \pi \cdot \frac{0,7 \pi \cdot d_n^2}{4}}}{\frac{\pi}{2}}. \quad (9)$$

Залежність площі робочих отворів від виду насіння наведена у таблиці 1.

Таблиця 1 - Параметри робочих отворів для різних видів насіння просапних культур

Насіння просапних культур	Радіус заокруглення робочого отвору $r$ , мм	Площа робочого отвору $S_{отв}$ , мм <sup>2</sup>
Цукровий буряк	4,6	7,4
Соя	4,7	7,9
Горох	4,9	9,1
Кукурудза	5,4	12,1
Соняшник	5,5	12,8
Квасоля	5,9	15,5

Залежність радіусу твірної саморозкривної комірки висівного диска дослідного пневмомеханічного висівного апарату від умовного діаметру насіння просапних культур представлено на рисунку 3.

Кількість комірок на висівному диску визначається їх кроком  $\delta$ :

$$z = \frac{\pi \cdot R}{30 \cdot \delta}. \quad (10)$$

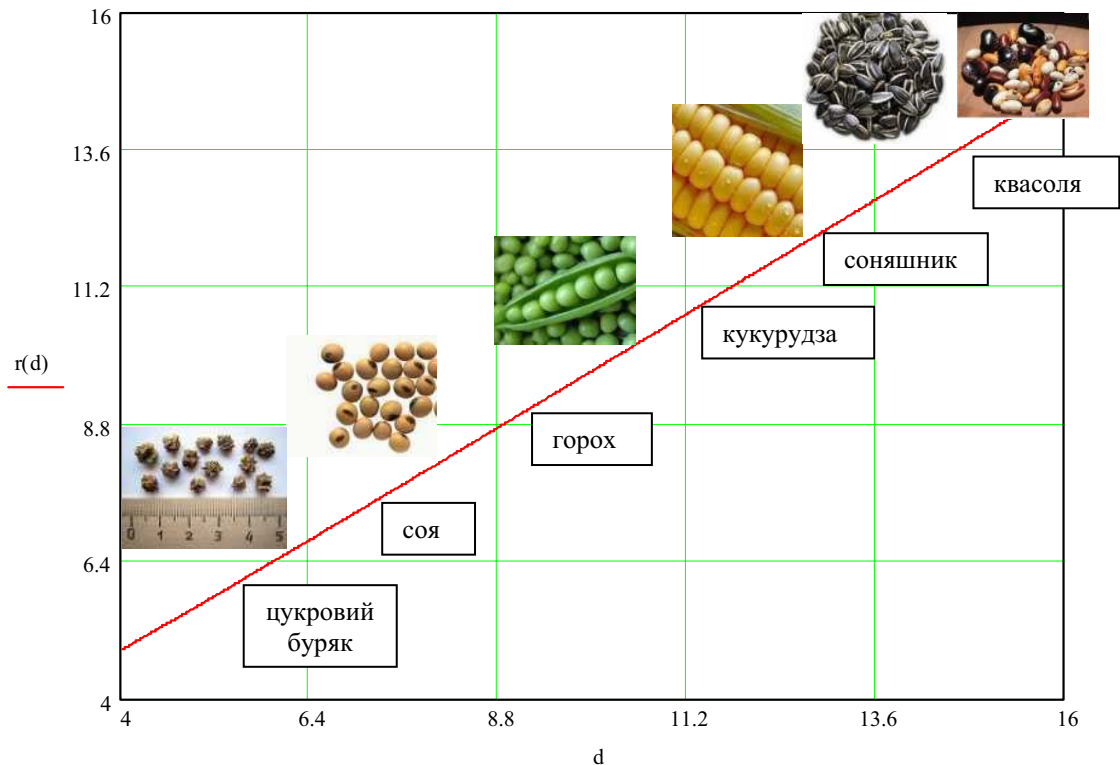


Рисунок 3 - Залежність радіуса твірної саморозкривної комірки висівного диска апарата від умовного діаметру насіння просапних культур.

З урахуванням залежностей (4) та (10) продуктивність висівного апарата (2) можливо визначити як:

$$N = \frac{[V_k]}{60 \cdot \delta} \quad (11)$$

З рівняння (11) виходить, що підвищення продуктивності висівного апарату може бути досягнуто або шляхом збільшення швидкості обертання комірок, або шляхом зменшення кроку їх розташування на висівному елементі.

Відомо [4], що збільшення швидкості обертання комірок висівного елементу допустимого значення  $[V_k]$ , призводить до різкого зниження якості їх заповнення насінням, в результаті чого погіршується рівномірність вихідного потоку насіння і, як наслідок, – знижується якість висіву. А оскільки висівні апарати для точного висіву просапних культур виробничих сівалок, які застосовуються в теперішній час, працюють практично на максимальних швидкостях, то збільшення їх продуктивності можливе лише шляхом зменшення кроку комірок  $\delta$  на висівному диску.

Розглянемо вплив цього параметру на якісний показник точного висіву. Рівномірність формованого насінневого потоку визначається такими факторами:

- якістю однозернового заповнення комірок;
- рівномірністю розташування комірок та насінин на висівному елементі.

Фактична відстань  $\delta_a$  між центрами двох суміжних насінин на висівному елементі може відрізнятися від середнього кроку розміщення комірок на висівному елементі  $\delta$ , що викликано різними геометричними розмірами часток, навіть в межах однієї фракції насіння.

Ця обставина, навіть при 100% однонасінневому заповненні комірок є однією з причин нерівномірності сформованого висівним елементом насінневого потоку. Крім того, на нерівномірність формованого насінневого потоку впливають неточність виготовлення та розміщення комірок на висівному елементі та асиметричність розташування насіння відносно вісі заповнення комірок.

Якщо припустити, що умови роботи апарату забезпечують високоякісне однонасіннєве заповнення його комірок, то дійсні відстані між центрами двох суміжних насінин на висівному диску будуть дорівнювати:

$$\delta_a = \delta \pm \sigma_a, \quad (12)$$

де  $\sigma_a$  – середньоквадратичне відхилення інтервалів між суміжними насінинами на висівному елементі, викликане неточністю виготовлення та розташування комірок, а також відносним зміщенням центрів насінин та комірок.

Показник відносної нерівномірності для формованого висівним елементом потоку насіння оцінюється коефіцієнтом варіації  $\nu$ , який дорівнює:

$$\nu = \frac{\sigma_a}{\delta} \cdot 100\%. \quad (13)$$

З рівняння (13) виходить, що відносна нерівномірність сформованого потоку буде тим вища, чим менший крок розташування комірок на висівному елементі.

Великий практичний інтерес мають показники розподілення насіння в борозні. Тому розглянемо очікуваний результат розподілу вихідного потоку насіння в борозні, при умові, що в наступних фазах процесу висіву не відбудеться його перерозподіл.

За умови забезпечення рівної кількості насіння, яке висівається за одиницю часу апаратом та того насіння, що надходить до борозни, можна записати наступне:

$$\frac{V_k}{\delta} = \frac{V_c}{\delta_b}, \quad (14)$$

звідки:

$$\bar{\delta}_b = \bar{\delta} \cdot \frac{V_c}{V_k}, \quad (15)$$

де  $V_c$  – поступальна швидкість сівалки;

$\delta_b$  – відстань між суміжними насінинами в борозні.

Тоді, з урахуванням (12), рівняння (15) може бути представлено наступним чином:

$$\delta_b = \bar{\delta} \cdot \frac{V_c}{V_k} \pm \sigma_a \cdot \frac{V_c}{V_k}. \quad (16)$$

З іншого боку:

$$\delta_b = \bar{\delta}_b \pm \sigma_b, \quad (17)$$

де  $\bar{\delta}_b$  – середній інтервал (крок) між насінинами в борозні;

$\sigma_b$  – показник абсолютної нерівномірності (середньоквадратичне відхилення) насіння в борозні.

Оскільки:

$$\bar{\delta}_b = \bar{\delta} \cdot \frac{V_c}{V_k}, \quad (18)$$

то

$$\sigma_b = \sigma_a \cdot \frac{V_c}{V_k}. \quad (19)$$

З рівняння (19) виходить, що абсолютна нерівномірність розподілу (середньоквадратичне відхилення) насіння в борозні буде більше у стільки разів відповідного показника для вихідного потоку насіння, у скільки разів поступальна швидкість руху сівалки більше швидкості обертання комірок висівного елемента.

Згідно визначення, показник відносної нерівномірності, тобто коефіцієнт варіації насіння в борозні дорівнює:



$$v_{\delta} = \frac{\sigma_{\delta}}{\delta_{\delta}} \cdot 100\% . \quad (20)$$

Підставивши у рівняння (20) виразів (18) та (19), отримаємо:

$$v_{\delta} = \frac{\sigma_a \cdot \frac{V_c}{V_k}}{\bar{\delta} \cdot \frac{V_c}{V_k}} \cdot 100\% = \frac{\sigma_k}{\delta_k} = v_a . \quad (21)$$

З рівняння (21) виходить, що за умови відсутності перерозподілу потоку насіння в усіх фазах відносна нерівномірність розподілу насіння в борозні дорівнює відносній нерівномірності розподілу насіння в вихідному потоці.

Таким чином, відносна нерівномірність формованого потоку буде тим вища, чим менший крок розташування комірок на висівному диску, а це можливо за рахунок збільшення швидкості обертання комірок висівного елемента та наближення її до поступальної швидкості висівного агрегату за умови збереження їх якісного заповнення, що в свою чергу призведе до збільшення продуктивності висівного апарата.

## Список літератури

1. Петренко М.М. Вдосконалення пневмомеханічного висівного апарата для точного висіву насіння пропасних культур / Петренко М.М., Васильковський М.І., Васильковська К.В. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка, том 1 «Механізація сільськогосподарського виробництва» – 2011. Випуск 107. – С. 359-363.
2. Чичкин В. П. Овощные сеялки и комбинированные агрегаты. / Чичкин В.П. – Кишинев: Штиинца, 1984. – 392 с.
3. Будагов А. А. Точный посев на высоких скоростях. / Будагов А. А. – Краснодарское книжное изд-во. – 1971. – 139 с.
4. Горячкин В.П. Собрание сочинений, т. 1. / Горячкин В.П. – М.: Колос, 1965. – 714 с.

*Н.Петренко, М.Васильковский, Е.Васильковская*

**К обоснованию параметров пневмомеханического высевального аппарата с периферийным расположением ячеек для точного высеву семян пропасных культур**

В статье обоснованы условия увеличения производительности оригинального пневмомеханического высевального аппарата с диском, на котором периферийно размещены ячейки для точного посева пропасных культур за счет увеличения скорости вращения ячеек высевального диска, при условии их качественного заполнения.

*M. Petrenko; M. Vasylovskyi; K. Vasylovskaya*

**Before the ground of parameters of pneumomassage sowing vehicle of c by the peripheral location of cells for seed-spacing of seed of the cultivated cultures**

In the article reasonable terms of increase of the productivity of original pneumomassage sowing vehicle with a disk, on that the peripherally located cells for seed-spacing of seed of the cultivated cultures due to the increase of velocity of circulation of cells of sowing element on condition of maintenance of them quality filling.

Одержано 10.09.11

УДК 621.891

**В.Г. Писаренко, доц., канд. техн. наук**  
*КНПО "Форт" МВД України, г. Вінниця*

## Особенности процессов изнашивания трибосопряжений в условиях высокоскоростного трения

Предложена модель накопления трибоповреждений, основанная на термокинетической теории разрушения и учитывающая особенности высокоскоростного трения.

**высокоскоростное трение, динамический коэффициент трения**

**Введение.** Создание высокопроизводительных технических устройств неизбежно ведет к увеличению скоростей функционирования узлов и агрегатов данных машин и соответственно увеличению рабочих скоростей узлов трения. Активное использование технологий высокоскоростной обработки материалов резанием, разработка и эксплуатация высокоскоростных энергетических установок приводят к тому, что узлы трения данных устройств работают в диапазонах скоростей превышающих 100 м/с. Такие тенденции современного машиностроения ставят новые задачи в обеспечении износостойкости и надежности узлов в условиях высокоскоростного трения. В связи с этим изучение процессов изнашивания, анализа и прогнозирования, разработки технологий, обеспечивающих требуемый уровень долговечности, при высоких скоростях эксплуатации узлов трения выдвигается на передний план в ряд основных задач трибологии.

**Целью данной работы** является анализ особенностей процессов изнашивания в условиях высокоскоростного трения.

**Анализ исследований** связанных с процессами высокоскоростного трения показывает, что работы по изучению процессов изнашивания в условиях высоких скоростей трения можно условно разбить на несколько направлений. Одно из направлений, это направление по изучению процессов изнашивания электрических контактов в условиях высоких скоростей скольжения. Второе - исследования связанные с процессами резания на высоких скоростях. Третье направление объединяет работы рассматривающие высокоскоростное трение, как технологию повышения износостойкости элементов узлов трения. Работы, связанные с внутренней баллистикой стрелкового оружия можно выделить, как четвертое направление исследований связанных с высокоскоростным трением при динамическом нагружении.

Практически авторы всех работ [1-14] отмечают ряд особенностей протекания процессов изнашивания в зоне трения при скоростях скольжения превышающих 100 м/с. В первую очередь, отмечается явление значительного падения значений коэффициента трения для всех пар трущихся материалов.

Среди первых работ связанных с экспериментальными исследованиями высокоскоростного трения можно отметить работу авторов [1], которыми получены значения коэффициентов трения при нагрузках до 150 МПа и скоростях скольжения достигавших 200 м/с.

В докладе [2] авторами проведены результаты экспериментальных исследований высокоскоростного трения сталь по стали, которые показывают, что коэффициент трения в данном случае может уменьшаться до значений 0,0001.

С элементами пар трения скольжения электрических контактов в работе [3] проводились исследования при скоростях до 75 м/с и удельных нагрузках до 15 Н. Анализ полученных результатов, показал, что при скоростях, достигающих 50 м/с, происходит существенное уменьшение коэффициента трения, при этом скорость падения коэффициента трения растет при увеличении нагрузки.

С целью исследования механизмов трения и изнашивания при высоких скоростях скольжения появились работы, направленные на усовершенствование и разработку экспериментального оборудования для определения динамических коэффициентов трения [4–7].

Однозначного объяснения причин и механизмов происходящих процессов при высокоскоростном трении нет.

Различные авторы по-разному объясняют механизмы трения и изнашивания при высоких скоростях скольжения. Авторы [9] отмечают, что при высоких скоростях скольжения поверхности подвержены интенсивному фрикционному нагреву, если только сопротивление скольжению не становится экстремально малым. Отмечается, что при скоростях скольжения выше 100 м/с поверхностный слой плавится. В качестве доказательства авторы приводят то, что значительно деформированная масса металла имеет рекристаллизационную структуру с очень маленькой величиной зерна и с отсутствием любой предпочтительной ориентации. Мелкозернистая структура распространяется на глубину нескольких микрометров и отделена от крупнозернистой структуры резкой границей.

Наличие расплавленного металла на поверхности при скоростях скольжения 125 м/с отмечается в работе [10], в которой проводились опыты на образцах из стали 45 и У8. При этом автор указывает на появление сплошного слоя расплавленного металла.

При исследовании сил трения [11] приходят к выводу, что при разрезании металла за счет трения в зоне реза металл очень быстро достигает температуры плавления и жидкий металл удаляется диском пилы из зоны трения, о чем свидетельствует круглая форма большого числа частиц стружки.

Определением закономерностей распределения тепловых потоков и их связи с режимами высокоскоростного трения занимались авторы [12] применительно к разработке технологии упрочнения трением.

Таким образом, в настоящее время нет единого мнения о зависимости температуры на поверхности контакта на высоких скоростях скольжения от режимов трения. На основании проведенных исследований авторы отмечают, что поверхность детали при трении может нагреваться до температуры, значительно превышающей критические точки, и в поверхностных слоях возможны структурные изменения.

Следует отметить, что вышеприведенный анализ и объяснение возможных механизмов протекания процессов дается для случая длительного высокоскоростного фрикционного контакта.

Основным результатом данных исследований есть то, что значительное количество фрикционного тепла при долговременном контакте может привести к размягчению и оплавлению одного из элементов пары трения, что при больших относительных скоростях скольжения и высоких нагрузках приводит к существенному уменьшению коэффициента трения.

Кратковременное взаимодействие элементов пар трения при высоких скоростях изучено чрезвычайно мало. В этой связи, следует отметить работу [13], в которой авторами изучались процессы трения и изнашивания применительно к вопросам внутренней баллистики стрелкового оружия.

Учитывая особую важность знания величины коэффициента трения для изучения процессов изнашивания при высокоскоростном трении, автор [14] делает попытку расчетного определения динамического коэффициента трения исходя из предположения

возникновения в зоне трения оплавления и, как следствие, возникновения трения со смазкой.

Таким образом, анализ вышеуказанных работ показывает, что процессы накопления трибоповреждений при высоких скоростях скольжения изучены недостаточно и требуют проведения дальнейших исследований.

Одним из путей в направлении понимания процессов изнашивания при высокоскоростном трении является построение моделей накопления трибоповреждений. Анализ которых позволит обосновать рекомендации по повышению износостойкости узлов трения, работающих в условиях высоких скоростей скольжения и динамических нагрузках.

**Построение модели.** Исходя из фундаментальности физических законов, положенных в основу термокинетической теории разрушения [15], логично предположить, что процессы накопления поврежденности, происходящие в условиях высокоскоростного трения, будут подчиняться основным закономерностям данной теории. Термокинетическая теория делает возможным исследование в явном виде совместного влияния на разрушение напряженного состояния и температурных эффектов, которые являются превалирующими факторами, определяющими процессы накопления трибоповреждений в условиях высоких скоростей скольжения и динамических нагрузок.

Согласно термокинетической теории скорость накопления повреждений задается соотношением [15]:

$$V_{TP}(x, y, z, t) = \frac{dP(x, y, z, t)}{dt} = \frac{1}{\tau^*} \exp\left(-\frac{U - \gamma \cdot \sigma(x, y, z, t)}{k \cdot T(x, y, z, t)}\right), \quad (1)$$

где  $U$  – энергия активации;

$\tau^*$ ,  $\gamma$  – характеристики материала;

$k$  – постоянная Больцмана;

$\sigma(x, y, z, t)$  – характеристика поля напряжений в точке с координатами  $(x, y, z)$  в момент времени  $t$ ;

$T(x, y, z, t)$  – абсолютная температура в точке с координатами  $(x, y, z)$  в момент времени  $t$ .

Исходя из вышеприведенного анализа, следует внести некоторые уточнения в зависимость (1), для учета особенностей процессов происходящих в условиях высокоскоростного трения. А именно, следует обратить внимание, что характеристики полей напряжений  $\sigma(x, y, z, t)$  и температур  $T(x, y, z, t)$  должны определяться с учетом динамических эффектов происходящих в условиях высоких скоростей скольжения и учитывать изменение коэффициента трения, как функции скорости скольжения.

Для решения дифференциальных уравнений в частных производных, выражающих законы сохранения массы, импульса и энергии в координатах Лагранжа, целесообразно прибегнуть к численным методам, используя разработанные и хорошо апробированные на сегодняшнее время пакеты динамического анализа, например Ansys Autodyn.

В качестве модели трения можно принять обобщенную модель Кулона-Амонтона с учетом эффекта Штрибека, которая учитывает изменения коэффициента трения от скорости скольжения:

$$\mu = \mu_d + (\mu_s - \mu_d) \cdot e^{-\beta V}, \quad (2)$$

где  $\mu_d$  – динамический коэффициент трения;

$\mu_s$  – коэффициент трения покоя;

$V$  – относительная скорость скольжения в точке контакта;

$\beta$  – показатель степени;

С учетом вышесказанного, уравнение (1) можно представить следующим образом:

$$V_{TP}(x, y, z, t) = \frac{dP(x, y, z, t)}{dt} = \frac{1}{\tau^*} \exp\left(-\frac{U - \gamma \cdot \sigma_D(x, y, z, \mu, t)}{k \cdot T_D(x, y, z, \mu, t)}\right), \quad (3)$$

где  $\sigma_D(x, y, z, \mu, t)$  – характеристика поля напряжений в точке с координатами  $(x, y, z)$  в момент времени  $t$ , определенная из динамического анализа;

$T_D(x, y, z, \mu, t)$  – характеристика поля температур в точке с координатами  $(x, y, z)$  в момент времени  $t$ , определенная из динамического анализа.

Таким образом, зависимость (3) позволяет оценить скорость накопления трибоповреждений с учетом особенностей возникающих при высокоскоростном трении. Анализ полученной модели, построенный на основе динамического анализа конкретного узла трения, работающего в условиях высокоскоростного трения, позволит численно оценить влияние тех или иных факторов на протекание процессов изнашивания.

**Выводы.** На основании проведенного анализа результатов исследований трения и изнашивания при высоких скоростях скольжения предложена модель накопления трибоповреждений, учитывающая особенности высокоскоростного трения, основанная на термокинетической теории разрушения.

## Список литературы

1. Montgomery R. S. Friction and Wear at High Sliding Speeds // *Wear*. — 1976. — Т. 36. — P. 275—298.
2. Lim J. Cambridge University Internal Report / Michael F. Ashby // *CUED, C.-mat.* — 1986. — Т.123.
3. Zhao H. Friction and wear in high speed sliding with and without electrical current / G.C. Barber, J. Liu // *Wear*. — 2001. — Т.249. P. 409-414.
4. Rajagopalan S. “A modified torsional Kolsky bar for investigating dynamic friction / V. Prakash // *Experimental Mechanics*. — 1999. — Vol. 39, N. 4. — P. 295—303.
5. Molinari A. Dependence of the coefficient of friction on the sliding conditions in the high velocity range / Y. Estrin, S. Mercier // *Journal of Tribology*. — 1999. — Vol. 121, N. 1. — P. 35—41.
6. Брагов А.М. Модификация метода Кольского для определения динамического коэффициента трения / А.Ю. Константинов, А.К. Ломунов // *Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского*. — 2008, № 6. — С. 125—131.
7. Arnoux J. J. Friction Experiments for Dynamical Coefficient Measurement / G. Sutter, G. List, A.Molinari // *Advances in Tribology*. — 2011. — Vol. 2011. — P. 1-6.
8. Lim S. C. Recent developments in wear-mechanism maps: // *Tribology International*. — 1998. — Vol. 31. — P. 87—97.
9. Боуден Ф.П. Трение и смазка твердых тел / Д. Тейбор. — М. : Машиностроение, 1968. — 544 с.
10. Голего Н.Л. Схватывание в машинах и методы его устранения. — Киев. : Техника, 1965. — 231 с.
11. Горбатов Н.И. Пилы трения. — М. : Машгиз. — 1960. — 243 с.
12. Люленков В.И. Использование высокоскоростного трения в технологических целях / В.И. Люленков, И.И. Логунов // *Кузнецкие металлурги в борьбе за технический прогресс и повышение эффективности производства*. — Кемерово. — 1974. — С. 261-262.
13. Дроздов Ю. Н. Прикладная трибология (трение, износ, смазка) / Ю. Н. Дроздов, Е. Г. Юдин, А. И. Белов // М.: Эко-Пресс, - 2010 г. - 604 с.
14. Matsuyama Takao Friction and wear mechanism at high sliding speeds / Matsuyama Takao // *Proceedings of 19th International Symposium of Ballistics*. — Interlaken, Switzerland, 7–11 May 2001. — P. 333-339.
15. Регель Р.В. Кинетическая природа прочности твёрдых тел / Р. В. Регель, А. И. Слуцкер, Э. Е. Томашевский. — М. : Наука, 1974. — 560 с.

*В. Писаренко*

**Особливості процесів зношування трибоспряжень в умовах високошвидкісного тертя**

Запропоновано модель накопичення трибопошкоджень, яка ґрунтується на термкінетичній теорії руйнування і враховує особливості швидкісного тертя.

*V. Pysarenko*

**Features of processes of wear of tribojoints in the conditions of high speeds of friction**

The model of accumulation of tribodamages, which founded on the term-kinetic theory of destruction and takes into account the features of speed friction, is offered.

Одержано 14.09.11

**УДК 631.331.5**

**Ю.В. Мачок, інж., В.В. Аулін, проф., канд. фіз. мат. наук, Є.К. Солових, проф., канд. техн. наук, І.К. Солових, інж.**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Обґрунтування конструкції полозкового сошника з самозагострюваним лезом полозу**

В статті показано, що основною причиною втрати функціонального призначення полозкових сошників є затуплення та зміна профілю леза в процесі експлуатації. Теоретично обґрунтовано умову реалізації ефекту самозагострювання вертикально розміщеного леза полозу сошника при його зміцненні контактним наварюванням композиційною стрічкою в постановці плоскої задачі зміни форми зміцненого леза при його зношуванні в ізотропній масі абразивних частинок усереднених за розміром **полозковий сошник, полоз, ґрунторізальний елемент, лезо, контактне наварювання, композиційна стрічка, ефект самозагострювання, зносостійкість**

Працездатний стан робочих органів ґрунтообробних та посівних машин з ґрунторізальними елементами визначається значеннями всіх параметрів, що характеризують здатність виконувати задані функції і що відповідають вимогам конструкторської документації. Основними параметрами, які характеризують функціональні якості сошників, є такі: здатність до заглиблення, тяговий опір переміщенню в шарі ґрунту, ресурс, міцність, збереження гостроти леза в процесі експлуатації.

Результати досліджень і аналіз параметрів спрацьованих полозів сошників показують, що основною причиною відмов є затуплення та зміна профілю їх леза в процесі експлуатації. Спостереження за змінами профілю леза з однорідного металу в процесі експлуатації показують, що цей профіль по мірі зношування поступово стабілізується і залишається практично незмінним. Сформований профіль леза не залежить від його початкового профілю, який був конструктивно наданий йому при виготовленні. Виявлено, що при зміні фізико-механічних властивостей ґрунту, швидкості руху агрегату та інших умов форма стабілізованого профілю може суттєво змінюватися.

Зазначимо, що виготовлення деталі з матеріалу високої зносостійкості в загальному випадку не є достатньою умовою для досягнення тривалого терміну

*В. Писаренко*

**Особливості процесів зношування трибоспряжень в умовах високошвидкісного тертя**

Запропоновано модель накопичення трибопошкоджень, яка ґрунтується на термкінетичній теорії руйнування і враховує особливості швидкісного тертя.

*V. Pysarenko*

**Features of processes of wear of tribojoints in the conditions of high speeds of friction**

The model of accumulation of tribodamages, which founded on the term-kinetic theory of destruction and takes into account the features of speed friction, is offered.

Одержано 14.09.11

**УДК 631.331.5**

**Ю.В. Мачок, інж., В.В. Аулін, проф., канд. фіз. мат. наук, Є.К. Солових, проф., канд. техн. наук, І.К. Солових, інж.**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Обґрунтування конструкції полозкового сошника з самозагострюваним лезом полозу**

В статті показано, що основною причиною втрати функціонального призначення полозкових сошників є затуплення та зміна профілю леза в процесі експлуатації. Теоретично обґрунтовано умову реалізації ефекту самозагострювання вертикально розміщеного леза полозу сошника при його зміцненні контактним наварюванням композиційною стрічкою в постановці плоскої задачі зміни форми зміцненого леза при його зношуванні в ізотропній масі абразивних частинок усереднених за розміром **полозковий сошник, полоз, ґрунторізальний елемент, лезо, контактне наварювання, композиційна стрічка, ефект самозагострювання, зносостійкість**

Працездатний стан робочих органів ґрунтообробних та посівних машин з ґрунторізальними елементами визначається значеннями всіх параметрів, що характеризують здатність виконувати задані функції і що відповідають вимогам конструкторської документації. Основними параметрами, які характеризують функціональні якості сошників, є такі: здатність до заглиблення, тяговий опір переміщенню в шарі ґрунту, ресурс, міцність, збереження гостроти леза в процесі експлуатації.

Результати досліджень і аналіз параметрів спрацьованих полозів сошників показують, що основною причиною відмов є затуплення та зміна профілю їх леза в процесі експлуатації. Спостереження за змінами профілю леза з однорідного металу в процесі експлуатації показують, що цей профіль по мірі зношування поступово стабілізується і залишається практично незмінним. Сформований профіль леза не залежить від його початкового профілю, який був конструктивно наданий йому при виготовленні. Виявлено, що при зміні фізико-механічних властивостей ґрунту, швидкості руху агрегату та інших умов форма стабілізованого профілю може суттєво змінюватися.

Зазначимо, що виготовлення деталі з матеріалу високої зносостійкості в загальному випадку не є достатньою умовою для досягнення тривалого терміну

збереження наданих форм. При правильному виборі конструкції використовують і основні способи підвищення працездатності ґрунторізальних елементів: для зміцнення робочих поверхонь, які найбільше піддаються зносу, застосовуються зносостійкі, в тому числі і композиційні матеріали з метою досягнення ефекту самозагострення.

Створення самозагострюваного ґрунторізального профілю, як єдиного для всіх ґрунтових умов, є досить складною проблемою. Зарубіжні та вітчизняні виробники для забезпечення працездатності швидкозношуваних різальних елементів використовують різні конструктивні та технологічні методи [1,2,3].

Ґрунтовно досліджено механізм абразивного зношування ґрунторізальних елементів з горизонтально розміщеними лезами та запропоновано методи підвищення їх довговічності з реалізацією ефекту самозагострення. Великий вклад в розвиток цього напрямку внесли відомі вітчизняні та зарубіжні вчені: Рабінович А.Ш., Ткачов В.П., Севернев М.М., Хрущов М.М., Бернштейн Д.Б., Тененбаум М.М., Черновол М.І., Бойко А.І., Прокопцев П.І. і багато інших.

Практично відсутня інформація про механізм абразивного зношування ґрунторізальних елементів з вертикальним розміщенням лез та шляхів підвищення їх довговічності. Це ґрунторізальні елементи полозовидних, килевидних сошників прораспних сівалок, полозкових сошників зернових сівалок тощо.

Зміна профілю леза полозу в процесі зношування обумовлена в основному величиною та характером зносу кожної з його фасок та об'ємом руйнування різальної кромки в процесі експлуатації в середовищі ґрунту.

Тиск ґрунту на лезо є динамічним і його можна розглядати як міру інтенсивності безперервних ударів його частинок. Число та енергія ударів частинок залежать від гранулометричного складу та стану ґрунту.

Теоретичне обґрунтування умови реалізації ефекту самозагострювання вертикально розміщеного леза полозу полозкового сошника, при його зміцненні контактним наварюванням композиційної стрічки [6], у випадку попередньо незагостреного леза проведемо в постановці плоскої задачі зміни форми зміцненого леза при його зношуванні в ізотропній масі абразивних частинок усереднених за розміром (рис. 1).

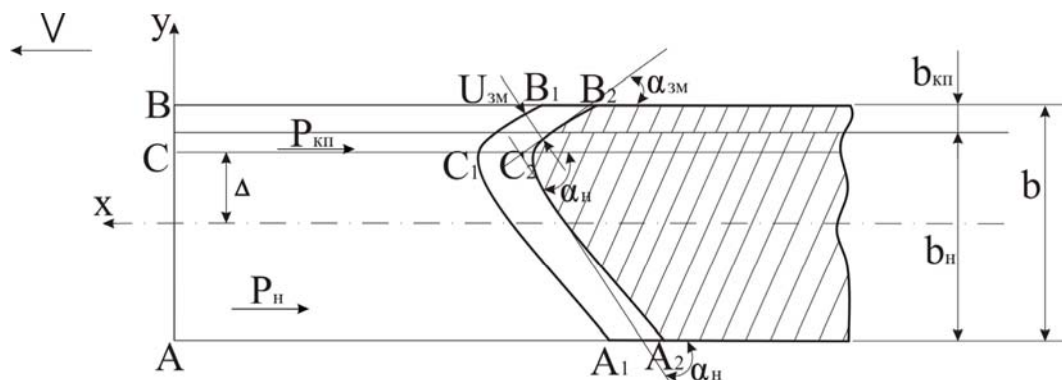


Рисунок 1 - Схема зміни профілю леза полозу сошника з нанесеним композиційним шаром при його експлуатації в ізотропній масі ґрунту

Переміщення зміцненого леза відбувається по осі  $OX$ . На початку випробовування це прямолінійна ділянка  $ACB$ , а в період стабілізації профілю леза – крива  $A_1C_1B_1$ , з вершиною в точці  $C_1$ , далі з напрацюванням - усталеного профілю  $A_2C_2B_2$  з вершиною  $C_2$ . Після стабілізації профілю леза полозу ( $A_1B_1C_1$ ) знос фасок відбувається конгруентно у відповідності до шарів леза. Кромка леза в фасках  $A_1C_1$  і  $C_1B_1$  буде мати різну швидкість зношування, оскільки першу визначає матеріал несучого, а другу – зміцнюючого композиційного шару. В процесі реалізації ефекту самозагострювання, вершина леза зміщується від середини товщини на величину  $\Delta$ .



Оскільки зношування по ширині леза багато менше, ніж по довжині, прийняли, що загальна товщина полозу  $b$  зберігається ( $b = const$ ).

Для усталеного процесу (рис. 1) можна записати:

$$U_n^{-1} \cdot b = 2U_{зм}^{-1} \cdot k_n \left( \frac{b}{2} + \Delta \right), \quad (1)$$

де  $U_n^{-1}$ ,  $U_{зм}^{-1}$  – зносостійкість несучого і зміцнюючого композиційного шарів;

$\Delta$  – зміщення кромки леза відносно середини його товщини у випадку нанесення зміцнюючого покриття;

$k_H = \frac{H_{зм}}{H_n}$  – відношення твердості зміцнюючого композиційного і несучого шарів леза.

Загальну зносостійкість зміцненого леза, зносостійкість несучого і композиційного шарів можна визначити по формулах:

$$U_{зм}^{-1} = \frac{k_1 P}{b^2}; U_{кп}^{-1} = \frac{k_1 P_{кп}}{b_{кп}^2}; U_n^{-1} = \frac{k_1 P_n}{b_n^2}, \quad (2)$$

де  $k_1$  – коефіцієнт пропорційності.

Оскільки загальне навантаження на лезо дорівнює:

$$P_{\Sigma} = P_{кп} + P_n, \quad (3)$$

де  $P_{кп}$ ,  $P_n$  – зусилля, що діють на зміцнюючий та несучий шари.

З формули (2) зазначені зусилля дорівнюють:

$$P_{\Sigma} = \frac{b^2 U_{зм}^{-1}}{k_1}; P_{кп} = \frac{b_{кп}^2 \cdot U_{кп}^{-1}}{k_1}; P_n = \frac{b_n^2 U_n^{-1}}{k_1}. \quad (4)$$

Підставимо (4) в (3) і знайдемо загальну величину зносу зміцненого леза:

$$U_{зм} = \frac{U_{кп} U_n b^2}{(U_n b_{кп}^2 + U_{кп} b_n^2)}. \quad (5)$$

Підставимо вираз (5) в рівняння (1) і після деяких перетворень одержимо:

$$b = 2k_H \frac{(U_n b_{кп}^2 + U_{кп} b_n^2)}{U_{кп} b^2} \cdot \left( \frac{b}{2} + \Delta \right). \quad (6)$$

У формулі (6) враховуємо коефіцієнт  $k_U = \frac{U_{кп}}{U_n}$ , який дорівнює відношенню величин зносів композиційного та несучого шарів. Після деяких перетворень, маємо:

$$b^3 = 2k_H (b_{кп}^2 + k_U b_n^2) \left( \frac{b}{2} + \Delta \right). \quad (7)$$

Звідки величина зміщення вершини кромки леза відносно його середини дорівнює:

$$\Delta = \frac{b^3}{2k_H (b_{кп}^2 + k_U b_n^2)} - \frac{b}{2}. \quad (8)$$

Виходячи з умов реалізації самозагострювання, можна записати:

$$0 \leq \Delta \leq \frac{b}{2} \text{ і } \frac{b^3}{2k_H (b_{кп}^2 + k_U b_n^2)} > \frac{b}{2}. \quad (9)$$

Після деяких спрощень маємо наступну умову:

$$\frac{b^2}{k_H (b_{кп}^2 + k_U b_n^2)} > 1. \quad (10)$$

Оскільки  $b = b_{kn} + b_n = const$ , то враховуючи відношення товщин зміцненого та несучого шарів леза,  $k_b = \frac{b_{kn}}{b_n}$ , отримаємо:

$$\frac{k_b^2 + 2k_b + 1}{k_n(k_b^2 + k_U)} > 1. \quad (11)$$

Остання умова поєднує весь комплекс вимог реалізації ефекту самозагострювання леза полозу сошника [1,2]: відношення твердості  $k_n$  зміцнюючого і несучого шарів, швидкості їх зношування  $k_U$  та товщин цих шарів -  $k_b$ . Задаючи відношення зазначених характеристик зміцненого і несучого шарів, не порушуючи умову (11), можна спроектувати таку конструкцію ґрунторізальних елементів, яка в процесі експлуатації дасть їм можливість самозагострюватися.

Сукупність значень співвідношень  $k_n$ ,  $k_U$ ,  $k_b$  впливає і на величину зміщення  $\Delta$  кромки леза: зі збільшенням  $k_U$  та  $k_n$  вона збільшується, а зі збільшенням  $k_b$ , відповідно - зменшується.

## Список літератури

1. Ткачев В. Н. Износ и повышение долговечности деталей сельскохозяйственных машин/ Ткачев В. Н. - М.: Машиностроение, 1971.- 264 с.
2. Ткачев В. Н. Работоспособность деталей в условиях абразивного изнашивания/ Ткачев В. Н. - М.: Машиностроение, 1995.- 336 с.
3. Астахов А С. Применение технической керамики в сельскохозяйственном производстве/ Астахов А С., Буклагин Д. С., Голубев И. Г. – М.: Агропромиздат, 1988.- 64 с.
1. 4 Аулін В.В. Керування характером та інтенсивністю зношування різальних частин робочих органів ґрунтообробних машин/ Аулін В.В., Бобрицький В.М, Ауліна Т.М.// Вісник Харківського держ. техн. університету сільського господарства./ Вип. 23.– Харків.– 2004.–С. 270-273.
4. Сидоров С.А. Методика расчета на износостойкость моно- и биметаллических почворезущих рабочих органов/ Сидоров С.А.// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1985.- № 12. –С. 35-39.
5. Мачок Ю.В. Підвищення зносостійкості різальних елементів полозкових сошників зернових сівалок композиційними матеріалами/ Мачок Ю.В.//Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Вип. 11. – Кіровоград: КДТУ, 2002. – С. 216-219.

*Ю. Мачок, В. Аулін, Е. Солових, І. Соловях*

### **Обоснование конструкции полозкового сошника с самозатачиваемым лезвием полоза**

В статье показано, что основной причиной утери функционального назначения полозковых сошников есть затупление и изменение профиля лезвия в процессе эксплуатации. Теоретически обосновано условие реализации эффекта самозатачивания вертикально размещенного лезвия полоза сошника при его упрочнении контактной наваркой композиционной ленты в постановке плоской задачи изменения формы упрочненного лезвия при его изнашивании в изотропной массе абразивных частиц усредненных по размеру.

*Yu. Machok, V. Aulin, E. Solovykh, I. Solovykh*

### **Argumentation of Runner Boot Construction with a Self-Sharpening Runner**

The article shows that the main reason of runner boot functional area loss is runner shape blunting and changing in the process of exploitation. Self-sharpening effect of vertical runner boot realization condition with its hardening by means of composite stripe contact fettling in plane problem statement of hardened runner shape changing in the process of its wear-out in isotropic mass of abrasive particles averaged in size is theoretically proved.

Одержано 03.10.11

УДК 631.31

**В.И. Ветохин, д-р техн. наук***Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»*

## К теории почвообрабатывающего клина

Работа посвящена разработке моделей взаимодействия почвы и клина. Предложена модель деформаций и напряжений в пласте почвы, учитывающая образование промежуточного тела из уплотненной почвы, и отображающая механизм преобразования локального сжатия почвы клином в растяжение объема пласта.

**обработка почвы, модель взаимодействия почвы и клина, расчетная схема, деформации растяжения и сжатия**

**Постановка проблемы.** Качество и энергоемкость механической обработки почвы в значительной степени определяется формой и параметрами рабочих органов орудий, основой которых является клин. Возможность совершенствования рабочих органов зависит от уровня соответствия теоретических моделей и реальных процессов взаимодействия орудия с пластом почвы. Поэтому развитие теории клина является важной и актуальной задачей.

**Анализ последних исследований и публикаций.** Вопросы совершенствования рабочих органов орудий для обработки почвы на основе моделирования процесса взаимодействия клина с почвой занимались многие исследователи.

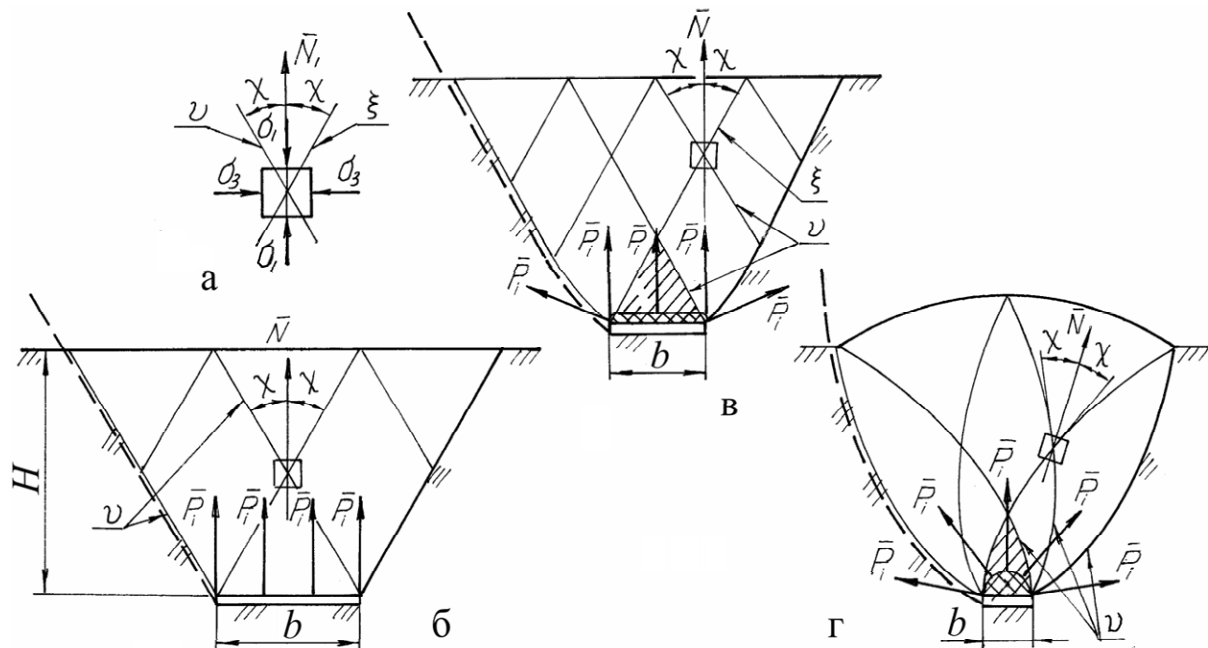
Основы теории почвообрабатывающего клина были заложены В.П. Горячкиным.

В.П. Горячкин обращал внимание на то, что: «... клин действует на обрабатываемый материал очень разнообразно, но сущность работы его заключается не в разрезании лезвием, как обычно принято думать, а в сжимании частиц, которое простирается на более или менее значительное протяжение, после чего образуется трещина ...» [1, с. 169]. В.П. Горячкин также писал: «Вначале клин сминает площадку, а затем образуется трещина ...» [2, с. 242-243]. В этих формулировках, по сути, заложено описание двух стадий процесса стружкообразования – начального пластического деформирования и последующего хрупкообразного разрушения. Современные исследования подтвердили и уточнили эту картину.

Г.Н. Синеоков подробно изучил вопрос стружкообразования при резании клином [3, 4]. Г.Н. Синеоков выделил в сопротивлении почвообрабатывающего клина несколько составляющих и особо отмечал энергоемкое сопротивление внедрению кромки клина в почву, связанное со сжатием и пластическим деформированием почвы.

Предложенные В.П. Горячкиным и Г.Н. Синеоковым модели циклического образования элементов стружки под действием клина используются многими исследователями по настоящее время. Например, модель, подобная модели Г.Н. Синеокова [4, с. 51], использована В.Н. Щириным и Г.Г. Пархоменко при исследовании параметров долото-ножевидного рабочего органа [5]. Однако в предлагаемых моделях не учитывается наличие первой стадии деформации почвы, различие в функционировании долотовидного и ножевидного клина, реальное соотношение высоты клина и глубины обработки, а сами модели строятся из предположения, что ширина клина настолько велика, что «краевыми эффектами» можно пренебречь. Таким образом, во многих случаях, процессы рассматриваются на моделях, построенных для продольно-вертикального сечения пласта, а процесс считается не зависимым от относительной ширины деформатора - клина.

Ранее нами предложены модели крошения почвы с учетом различной ширины клиновидного деформатора  $b$  по отношению к глубине обработки  $H$ , и наличия пластической стадии деформации почвы (рис. 1) [6]. Однако расчетной схемы процесса дано не было



а – элементарных поверхностей сдвигов  $\xi$ ,  $\nu$  и главных напряжений  $\sigma_1$  и  $\sigma_3$ ; б, в, г – под действием рыхлительных элементов различной относительной ширины  $b/H$

Рисунок 1 - Схемы образования поверхностей сдвигов в пласте почвы под действием рыхлительных элементов различной ширины  $b$  по отношению к глубине обработки  $H$  [6]

**Формулировка целей статьи.** Цель данного исследования – рассмотреть процесс стружкообразования и крошения почвы под действием клина и предложить расчетную схему деформаций и напряжений в пласте с учетом реальных явлений при работе клиновидного рыхлителя.

**Основная часть.** При взаимодействии с рабочим органом, в пласте почвы образуется две зоны в различном деформированном состоянии. Почва, в зоне непосредственно прилегающей к рабочей поверхности, испытывает переуплотнение и переходит в пластичное состояние. При работе глубокорыхлителей размер зоны уплотненной долотом почвы достигает  $0,25 \div 0,33$  глубины обработки  $H$ . Форму и размер этой зоны можно зафиксировать при внезапной остановке орудия (рис. 2). В борозде после прохода орудия указанная зоны выделяется как распыленная часть пласта.

Крошение почвы второй зоны - вокруг тела из переуплотненной почвы, носит характер хрупкообразного разрушения с признаками растяжения пласта и расширением трещин. Об этом свидетельствует характер сложения пласта, зачастую с явно выраженными промежутками между элементами пласта почвы (рис. 3).

Образование двух зон в пласте почвы в различном напряженно-деформированном состоянии соответствует общим закономерностям деформации при взаимодействии тел. Обобщенные результаты исследований по механике упругопластического контактного взаимодействия показывают, что: «... смещения под поверхностью (контакта) примерно радиальны по отношению к точке начального контакта, а поверхности равных деформаций имеют примерно полусферическую форму» [8, с. 200].

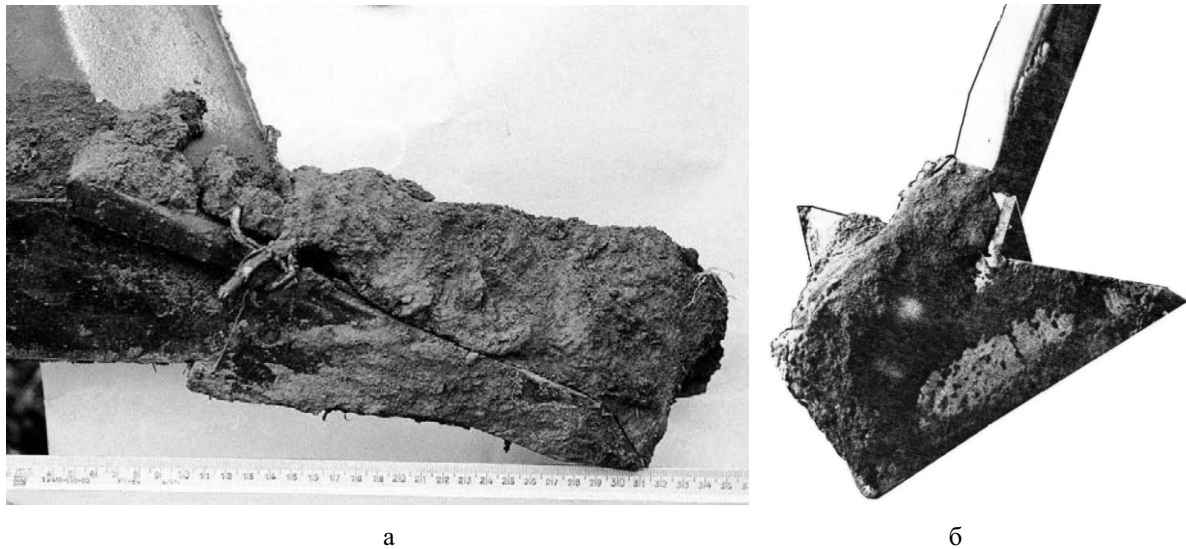


Рисунок 2 - Вид тела из переуплотненной почвы на рабочей поверхности долота (а) и лапы чизельного плуга (б) [7]



Рисунок 3 - Вид характера крошения почвы рабочими органами плуга-рыхлителя (а) и чизельного плуга (б) [7]

А также: «... поверхность контакта охватывается полусферическим «ядром» радиуса  $a$ . Внутри ядра предполагается наличие гидростатического напряженного состояния интенсивностью  $\bar{p}$ . Гидростатическое давление в ядре равно радиальной компоненте напряжения во внешности (на внешней границе ядра)» [8, с. 200]. Эти выводы совпадают с данными А.Н. Зеленина, полученными при исследовании деформации почвы [9].

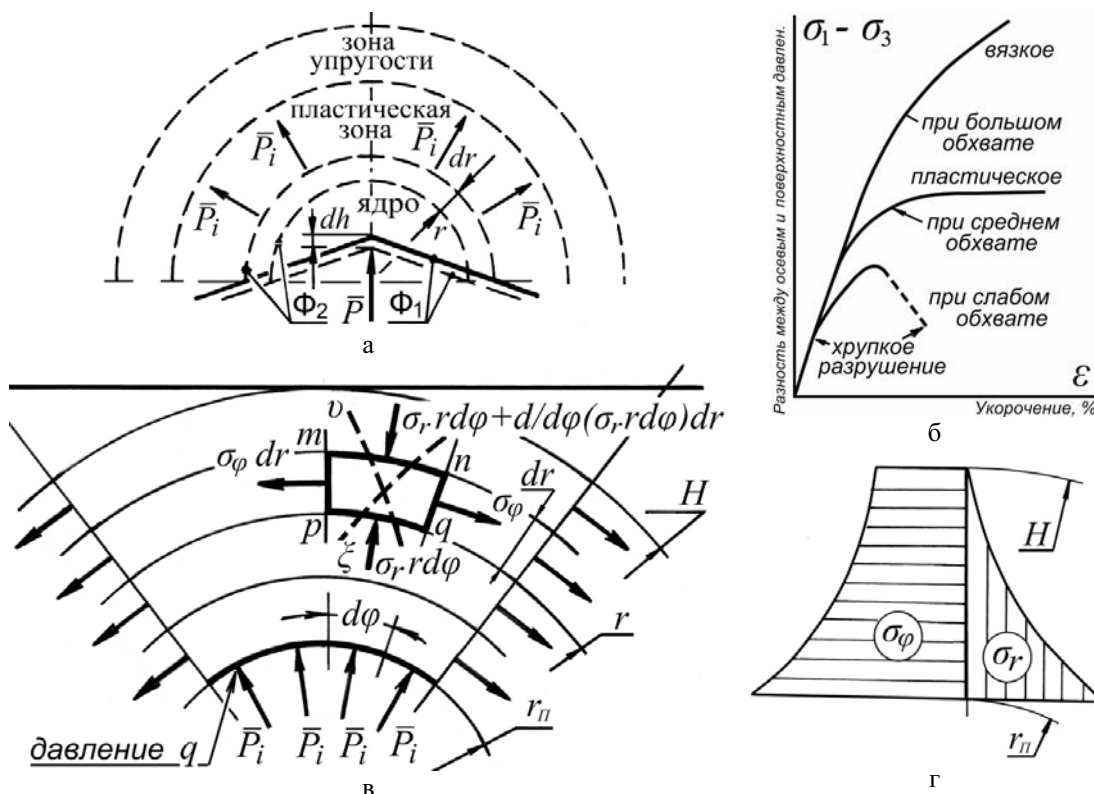
С.А. Сидоров [10, с. 29] в результате исследования долговечности и работоспособности рабочих органов почвообрабатывающих машин пришел к следующим выводам: «Удельные давления, действующие на изнашиваемую кромку рабочего органа, относительно постоянны и зависят, в основном, от почвенных условий и режимов работы, и практически не зависят от геометрии лезвия (или параметров его



затуплення), в отличие от общих нагрузок, на величины которых существенное влияние оказывает геометрия лезвия.

Это обусловлено тем, что на лезвии почвообрабатывающего рабочего органа циклически возникает «почвенное уплотненное ядро», которое изменяет свою форму, размеры, физическое состояние и месторасположение на кромке, при соответствующем изменении геометрии лезвия (в частности при его затуплении), что является одной из главных причин ухудшения агротехнических и силовых показателей орудия».

Эти и другие данные позволили нам сделать следующий вывод [11, с. 248]: тело из уплотненной почвы, как посредник, передает нагрузку от рабочего органа  $\Phi_1$  к остальной части пласта, а его внешняя граница  $\Phi_2$  становится фактической рабочей поверхностью для остального объема слоя почвы (рис. 4 а). Тело - посредник существенно корректирует исходную форму  $\Phi_1$  рабочего органа и изменяет картину крошения пласта почвы, что определяет характер и энергоемкость процессов.



а - схема образования двух зон деформаций в пласте почвы; б - диаграмма деформированного состояния почвы по В.П. Горячкину [12, с.116]; в - схема нагружения пласта почвы в поперечном сечении; г - эпюры тангенциальных  $\sigma_\varphi$  (растяжения) и радиальных  $\sigma_r$  (сжатия) напряжений

Рисунок 4 - Модель деформирования пласта почвы:

При этом проявляется способность почвы деформироваться хрупкообразно или пластически в зависимости от напряженного состояния (рис. 4 б) [12, с.116].

Тело из уплотненной почвы передает давление  $q$  гидростатическим образом, т.е. равномерно во все стороны. Вышерасположенный слой почвы будет нагружен системой сил  $\bar{P}_i$ , ориентированных в радиальных направлениях (рис. 4 в). В дальнейших выкладках используем подход, изложенный в [13, с. 318-326].

Введем цилиндрические координаты  $z, r, \varphi$  (направление  $z$  совпадает с направлением движения рабочего органа), и выделим элемент пласта почвы с измерениями  $dz, dr, r d\varphi$  (см. рис. 4 в).

Уравнение равновесия элемента слоя почвы будет иметь вид

$$\frac{d}{dr}(\sigma_r r d\varphi) dr - 2\sigma_\varphi dr \frac{d\varphi}{2} = 0 .$$

После сокращения дифференциалов и преобразования получим

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\varphi}{r} = 0 . \quad (1)$$

Относительная деформация  $\varepsilon_\varphi$  элемента  $p q$  равняется (рис.5)

$$\varepsilon_\varphi = \frac{p'q' - pq}{pq} = \frac{u}{r} . \quad (2)$$

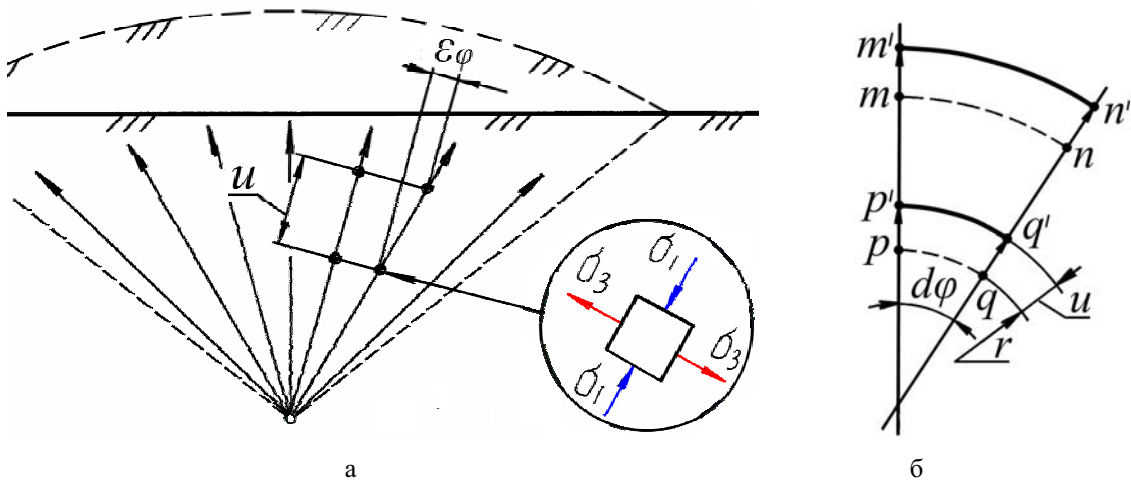


Рисунок 5 - Схема к определению деформации пласта почвы

Точка  $m$  в результате деформации в радиальном направлении занимает положение  $m'$ , а ее перемещение  $mm'$  равняется

$$\varepsilon_r = \frac{p'm' - pm}{pm} = \frac{m'm - pp}{pm} = \frac{du}{dr} . \quad (3)$$

Угловая  $\varepsilon_\varphi$  и радиальная  $\varepsilon_r$  деформации выражаются через одну и ту же функцию  $u(r)$  и, таким образом, связаны через уравнения совместности деформаций.

Умножив зависимость (3) на  $r$ , выполнив дифференцирование и вычитая  $\varepsilon_r = \frac{du}{dr}$ , получим

$$\frac{d}{dr}(r \varepsilon_\varphi) - \varepsilon_r = 0 . \quad (4)$$

Или в другом виде уравнения совместности деформаций

$$\frac{d\varepsilon_\varphi}{dr} + \frac{\varepsilon_\varphi - \varepsilon_r}{r} = 0 . \quad (5)$$

Уравнение деформаций для координат  $z, r, \varphi$

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E} [\sigma_r - \nu(\sigma_\varphi + \sigma_z)] ,$$

$$\varepsilon_\varphi = \frac{1}{E} [\sigma_\varphi - \nu(\sigma_z + \sigma_r)] ,$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_r + \sigma_\varphi)].$$

Подставив зависимость для  $\sigma_z$  в первое и второе уравнения системы, получим

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E} [\sigma_r - \nu \sigma_\varphi - \nu E \varepsilon_z - \varepsilon^2(\sigma_r + \sigma_\varphi)] = \frac{1-\nu^2}{E} \left[ \sigma_r - \frac{\nu}{1-\nu} \sigma_\varphi \right] - \nu \varepsilon_z \quad (6)$$

и

$$\varepsilon_\varphi = \frac{1-\nu^2}{E} \left[ \sigma_\varphi - \frac{\nu}{1-\nu} \sigma_r \right] - \nu \varepsilon_z. \quad (6')$$

С учетом условия тождественности для уравнения равновесия (4), а именно

$$\sigma_r = \frac{1}{r} F, \quad \sigma_\varphi = \frac{dF}{dr} = F',$$

зависимости (6) и (6') примут вид

$$\begin{aligned} \varepsilon_r &= \frac{1-\nu^2}{E} \left[ \frac{F}{r} - \frac{\nu}{1-\nu} F' \right] - \nu \varepsilon_z \\ \varepsilon_\varphi &= \frac{1-\nu^2}{E} \left[ F' - \frac{\nu}{1-\nu} \frac{F}{r} \right] - \nu \varepsilon_z \end{aligned} \quad (7)$$

Внесем выражения  $\varepsilon_r$  и  $\varepsilon_\varphi$  по формулам (7) в уравнение совместности деформаций (5) и после сокращений получим

$$F'' + \frac{F'}{r} - \frac{F}{r^2} = 0. \quad (8)$$

Выполнив преобразование и учтя предельные условия, получим

$$\sigma_r = q \frac{r_\Pi^2}{H^2 - r_\Pi^2} \left( 1 - \frac{H^2}{r^2} \right), \quad \sigma_\varphi = q \frac{r_\Pi^2}{H^2 - r_\Pi^2} \left( 1 + \frac{H^2}{r^2} \right). \quad (9)$$

Распределение напряжений согласно зависимостям (9) показано на рис. 4 г.

Для применения теории Кулона-Мора, которая, по мнению В.П. Горячкина, наиболее полно отражает свойства почвы, необходимо установить соответствие напряжений  $\sigma_\varphi$  и  $\sigma_r$  минимальному и максимальному главным напряжениям  $\sigma_1$  и  $\sigma_3$ . То есть должно выполняться условие  $\sigma_r > \sigma_z > \sigma_\varphi$  (с учетом знака). Для этого необходимо оценить значение сил и напряжений вдоль оси  $Z$ .

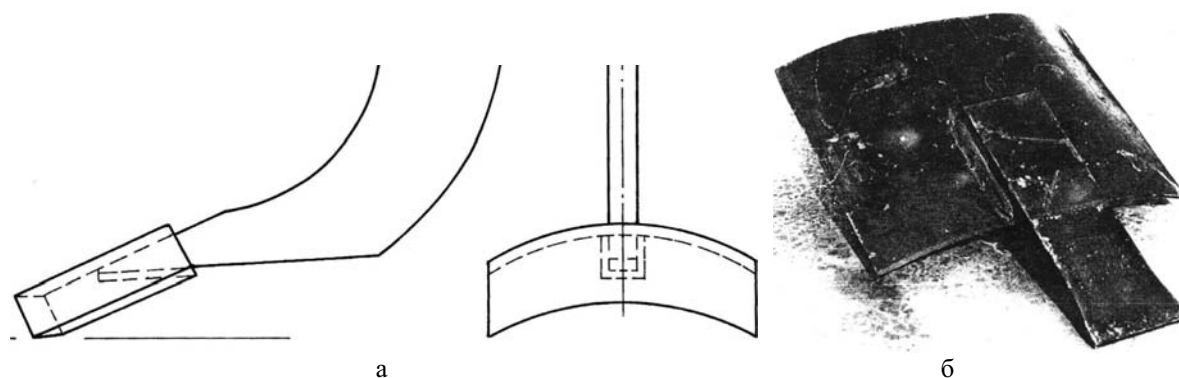
Значения сил и напряжений вдоль оси  $Z$  в рассматриваемом сечении (см. рис. 4 в), будут определяться характером деформаций внутри тела из переуплотненной почвы и на его внешней границе. Как показано выше характер этих деформаций соответствует пластическому течению. В некотором приближении можно считать, что сила  $P_z$  вдоль оси  $Z$  соотносится с радиальной силой  $P_r$  следующим образом:  $P_z \geq f_{\text{вн}} P_r$ , где  $f_{\text{вн}}$  - коэффициент внутреннего трения почвы. Поскольку  $f_{\text{вн}}$  существенно меньше единицы [13, с.78-80] будет выполняться условие  $\sigma_r > \sigma_z > \sigma_\varphi$ .

Значение напряжения растяжения  $\sigma_\varphi$  согласно зависимостям (9) превосходит значение радиальных напряжений сжатия  $\sigma_r$  по всей толщине деформируемого слоя (см. рис. 4 г). С учетом особенности свойств почвы - меньшей прочности на растяжение, чем на сжатие, крошение будет происходить вследствие деформаций растяжений и сдвигов, что соответствует реальной картине (см. рис. 3).



Описанные процессы соответствуют функционированию рыхлительного элемента выпуклого в поперечном сечении профиля, либо, при относительной ширине деформатора  $b/H$ , обеспечивающей образование выпуклой формы тела из переуплотненной почвы на рабочей поверхности. Последнее условие обеспечивается долотовидными рыхлителями, имеющими более низкую энергоемкость, чем ножевидные.

Сокращение объема пластических деформаций может быть достигнуто также выполнением формы рыхлительного элемента подобно форме границы уплотненной зоны в почве, как это реализовано в лапе чизельного плуга-глубокорыхлителя [15] (рис. 6).



а – теоретическая поверхность по а.с. 1442093 [15]; б - вид серийного образца

Рисунок 6 – Рыхлительный элемент - лапа чизельного плуга-глубокорыхлителя

**Выводы.** Особенность механики деформирования пласта почвы клином состоит в образовании на его рабочей поверхности тела из переуплотненной почвы выпуклой формы, дальнейшем преобразовании деформации сжатия в близлежащему к клину объеме почвы, в деформации растяжения и сдвигов в остальном объеме пласта и, как следствие, крошение почвы. При этом проявляются свойства почвы - меньшая прочность на растяжение, чем на сжатие, и способность почвы находиться в хрупкообразном или пластическом деформированном состоянии в зависимости от напряженного состояния.

**Дальнейшие исследования** данного направления необходимо посвятить оценке соотношения зон пластических и хрупкообразных деформаций в пласте почвы в зависимости от различных параметров клина, режимов работы и состоянии почвы.

## Список литературы

1. Горячкин В.П. Основы теории земледельческих машин и орудий. Общая теория орудий / В.П. Горячкин // Собр. соч.: В 7 т. - М.: Сельхозгиз, 1937. - Т.2. - С. 161-181.
2. Горячкин, В.П. О физико-механических и агротехнических свойствах почвы / В.П. Горячкин // Собр. соч.: В 7 т. - М.: Сельхозгиз, 1940. Т.4. - С. 237-246.
3. Синеоков Г.Н. Сопротивления почвы, возникающие при ее обработке: Дис. ... д-ра техн. наук / Г.Н. Синеоков // АН СССР, Почвенный ин-т им. В.В. Докучаева. - М., 1954. - Т.1. - 166 с.; Т.2. - 139 с.
4. Синеоков Г.Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Г.Н. Синеоков, И.М. Панов. - М.: «Машиностроение», - 1977. - 328 с.
5. Щириков В.Н. Обоснование параметров комбинированного почвообрабатывающего агрегата нового поколения для глубокой безотвальной послойной обработки почвы [Электронный ресурс] / В.Н. Щириков, Г.Г. Пархоменко // Проблемы современной аграрной науки: Материалы международной заочной научной конференции 15 октября 2008 г. - Красноярск: Красноярский ГАУ. Режим доступа: <http://www.kgau.ru/img/konferenc/49.doc>
6. Ветехин В.И. Метод проектирования безотвальных рабочих органов / В.И. Ветехин // Тракторы и с.-х. машины. - 1993. - № 9. - С. 17-19.
7. Ветехин В.И. Системные и физико-механические основы проектирования рыхлителей почвы: Дис.

- ... д-ра техн. наук: / В.И. Ветохин; НТУУ «Киевский политехнический институт», ОАО «ВИСХОМ». – К.-М., 2010. – 284 с.
8. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия: Пер. с англ. / К.Л. Джонсон. - М.: Мир, 1989. - 510 с.
9. Зеленин А.Н. Основы разрушения грунтов механическими способами / А.Н.Зеленин: изд-е 2-е. – М.: Машиностроение, 1968.– 375 с.
10. Сидоров С.А. Повышение долговечности и работоспособности рабочих органов почвообрабатывающих машин и орудий, применяемых в сельском и лесном хозяйствах: Автореф. дис.. ... д-ра техн. наук. спец 05.20.01, 05.21.01 / С.А. Сидоров. – М.: ОАО «ВИСХОМ», 2007. – 33 с.
11. Ветохин В.И. К вопросу разработки системной модели крошения пласта почвы / В.И. Ветохин // Праці ТДАТУ – Мелітополь: ТДАТУ, 2010. - Вип.10, - Т.7. – С.245-252.
12. Горячкин В.П. Общая теория орудий. Картина разрушения материалов / В.П. Горячкин // Собр. соч.: В 7 т. - М.: Сельхозгиз, 1948. - Т.6. - С. 115-120.
13. Работнов Ю.Н. Соппротивление материалов / Ю.Н. Работнов. – М.: Физматгиз, 1962. – 456 с.
14. Панов И.М Физические основы механики почв / И.М. Панов, В.И. Ветохин. – К.: Феникс, 2008.– 266 с.
15. А.с. 1442093 СССР, МКИ А 01 В 13/08. Рабочий орган для безотвальной обработки почвы / И.М. Панов, Ю.А. Кузнецов, В.И. Ветохин, В.И. Корабельский, З.Г.Сонис, Л.И. Ройтберг. - № 3737841/30-15; Заявл. 04.05.84; Оpubл. 07.12.88. Бюл. № 45.

*В.Ветохин*

#### **До теорії ґрунтообробного клину**

Робота присвячена розробці моделей взаємодії ґрунту з клином. Запропоновано модель розподілу деформацій і напруг у шарі ґрунту, що враховує утворення проміжного тіла з ущільненого ґрунту і відображає механізм перетворення локального стиску ґрунту клином у розтягання об'єму скиби.

*V.Vetohin*

#### **The theory of tilling the wedge**

The work is devoted to the development of the models of the interaction of a soil and a wedge. The model of deformation and stress in the soil layer, taking into account the formation of the intermediate body from the tight soil, as well as representing the mechanism of the conversion of the local soil compression by the help of the wedge into the extension of the layer volume was introduced in this paper.

Получено 10.10.11

УДК 631.365.22: 631.563.2: 519.657

А.А. Яшук, асп., Р.В. Кірчук, доц., канд. техн. наук

*Луцький національний технічний університет*

## Дослідження кінетики сушіння насіння льону олійного з розробкою конструкції сушарки

Представлено результати експериментальних досліджень сушіння насіння льону олійного. Обґрунтована модель, що описує кінетику процесу сушіння насіння льону олійного. Запропонована конструкція сушарки для насіння льону олійного.

**льон олійний, насіння, сушарка, вологість, кінетика сушіння, модель**

**Постановка проблеми.** В Україні, зокрема в районі Західного Полісся, все більша увага приділяється вирощуванню льону олійного. Льон олійний – це сільськогосподарська культура, що має важливе господарське значення. У різних галузях господарства можливе застосування стебел, соломи, костриці, макухи льону олійного. Проте основне призначення льону олійного – одержання олії, якої в насінні льону, залежно від сортів, може міститися близько 50% [1]. Тому важливе значення при вирощуванні даної культури має одержання високоякісного насіння.

Погодні умови можуть стати причиною підвищеної вологості врожаю, яка, як відомо, при зберіганні насінневої продукції має негативний вплив на її якість і, в результаті, зумовлює значні втрати, уникнути яких дозволяють засоби штучного сушіння. З врахуванням недоліків існуючих типів сушарок, що використовуються для зниження вологості льону і особливостей процесу сушіння насіння льону олійного [2, 3] доцільною є розробка нових засобів для сушіння насіння цієї культури.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Дослідженням процесу сушіння різних рослинних матеріалів, і, зокрема, щільного шару сипких насінневих матеріалів займалися ряд вітчизняних і закордонних науковців [4, 5, 6, 7]. Дослідження, що стосуються збирання і післязбирального обробітку льону, в основному пов'язані з вивченням властивостей компонентів льону, проблемами сепарації, а також сушіння льоновороху і льоносоломки і присвячені в основному льону довгунцю [3, 8]. Вивченню питань, що стосуються збирання і післязбирального обробітку льону олійного, приділено недостатньо уваги.

**Мета дослідження.** Провести дослідження процесу зниження вологи насіння льону олійного, яке дозволить обґрунтувати найбільш раціональні режими сушіння, що дадуть можливість забезпечити високу продуктивність сушіння і якість матеріалу, уникнувши небажаних надмірних енергозатрат. Запропонувати нову конструкцію сушарки для насіння льону олійного з врахуванням особливостей процесу сушіння цього матеріалу і недоліків існуючих типів сушарок.

**Результати досліджень.** Для дослідження використовувалось насіння льону олійного сорту «Південна ніч», яке одержане при збиранні однофазним способом, насіння піддавалося попередньому очищенню, початкова відносна вологість становила 14,3%. Дослідження зниження вологості проводились на експериментальній установці (рис. 1). Установка працює наступним чином: вентилятором 1 нагнітається повітря і підігрівається калорифером 2, гнучким патрубком 3 підігріте повітря подається в сушильну камеру 4. Зразок з матеріалом розміщується в секції 5, яка встановлюється в

сушильну камеру. В калорифері 2 передбачений регулятор, який дає можливість встановлювати температуру нагрівання повітря.

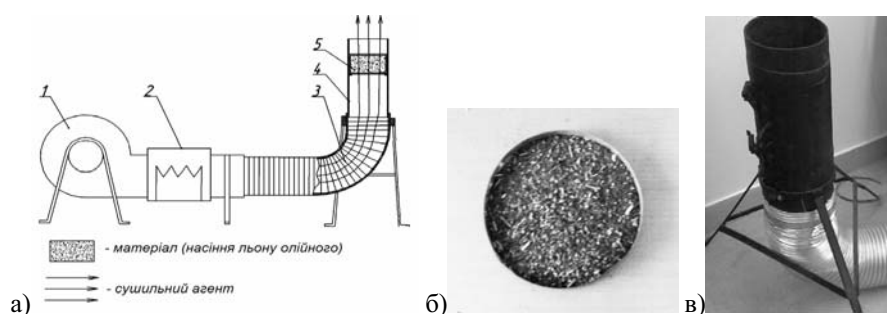


Рисунок 1 - Установка для проведення досліджень сушіння матеріалу

Сушіння насіння льону олійного проводились при температурах сушильного агента 35, 45, 55 і 65°C. Швидкість повітряного потоку в сушильній камері становила 1,9-2,0 м/с, товщина шару матеріалу – 2 см. Результати експериментальних досліджень зведено в графік, представлений на рис.2.

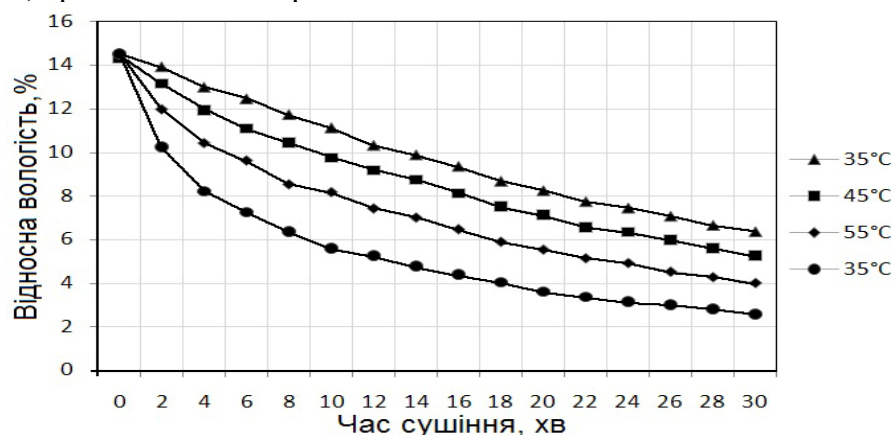


Рисунок 2 - Графіки зміни вологості матеріалу з часом при сушінні насіння льону олійного при різних температурах сушильного агента

В результаті аналізу літературних джерел [9, 10, 11] до таблиці 1 зведено ряд моделей, які описують кінетику процесу сушіння щільних матеріалів.

Таблиця 1 – Моделі, що описують кінетику сушіння щільних матеріалів

	Назва моделі	Рівняння моделі
1	Ньютона (Newton)	$MR = \exp(-k \cdot t)$
2	Хендерсона-Пабіса (Henderson-Pabis)	$MR = a \cdot \exp(-k \cdot t)$
3	Пейджа (Page)	$MR = \exp(-k \cdot t^n)$
4	Видозмінене Пейджа (Modified Page)	$MR = \exp[-(k \cdot t)^n]$
5	Логарифмічна	$MR = a \cdot \exp(-k \cdot t) + c$
6	Вонга і Сінга (Wang and Singh)	$MR = 1 + a \cdot t + b \cdot t^2$
7	Міділі (Midilli)	$MR = a \cdot \exp(-k \cdot t^n) + b \cdot t$

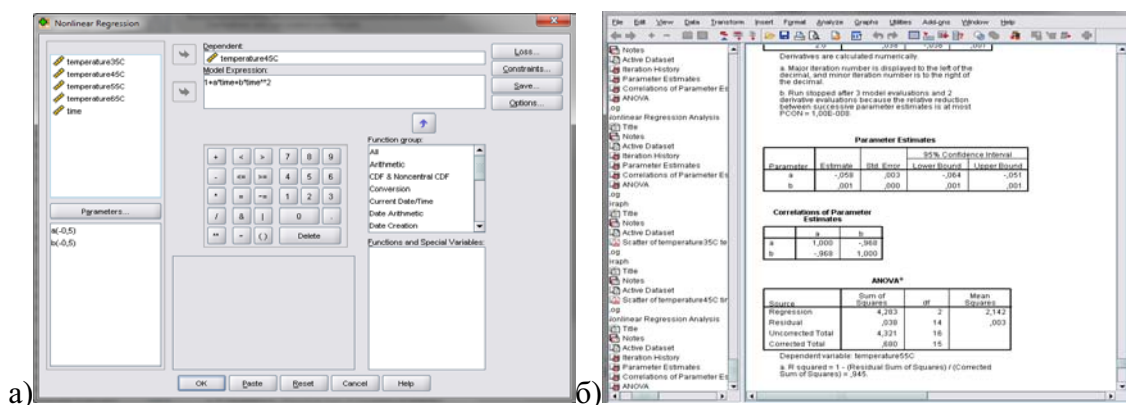
В рівняннях в табл.1.  $MR$  - коефіцієнт початкової вологості матеріалу;  
 $a, b, c, k, n$  – невідомі коефіцієнти, що визначаються властивостями конкретного матеріалу, початковими параметрами матеріалу і режимами сушіння;  
 $t$  – час від початку сушіння, хв.

$$MR = \frac{W_{абс.поч.}}{W_{абс.}}, \quad (1)$$

де  $W_{абс.поч.}$  – початкова абсолютна вологість матеріалу, %;

$W_{абс.}$  – абсолютна вологість матеріалу через час  $t$  від початку сушіння, %.

Для одержаних експериментальних даних (рис. 2) встановлено значення невідомих коефіцієнтів кожного з представлених в табл.1. рівнянь моделей сушіння, при яких забезпечується найбільш точне відтворення експериментальних кривих кінетики сушіння льону олійного при заданих параметрах матеріалу і режимах сушіння. Коефіцієнти встановлено в результаті нелінійного регресійного аналізу здійсненого за допомогою програми SPSS 17.0.



а) введення параметрів для розрахунку; б) одержання результатів розрахунку

Рисунок 3 - Розрахунок за допомогою програми SPSS 17

Графічне представлення цих моделей для насіння льону олійного з встановленими значеннями невідомих коефіцієнтів подано на рисунку 4.

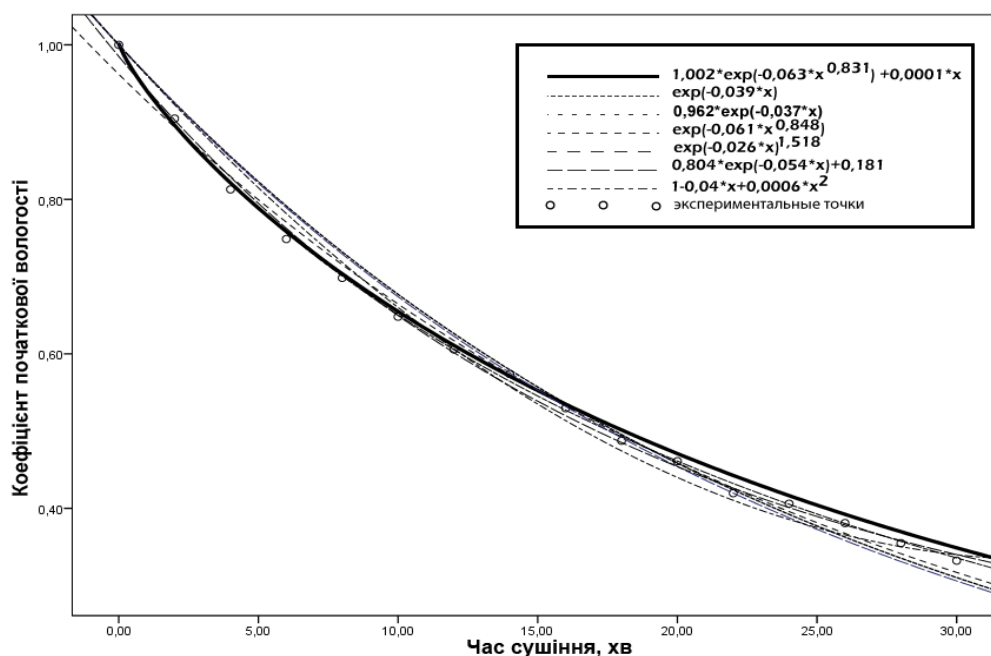


Рисунок 4 - Криві, що відображають різні моделі кінетики сушіння насіння льону олійного за температури сушильного агента 45°C

Оцінка точності кожної моделей і їх порівняння проводилося за трьома показниками: коефіцієнт детермінації, сума квадратів похибок, стандартна середньоквадратична похибка.

Коефіцієнт детермінації:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N (MR_{p,i} - MR_{експ,i})^2}{\sum_{i=1}^N (MR_p - MR_{експ,ср,i})^2}, \quad (2)$$

де  $MR_{p,i}$  – розрахункове значення величини;

$MR_{експ,i}$  – експериментальне значення величини;

$MR_{експ,ср,i}$  – середнє експериментальне значення;

N – кількість спостережень.

Сума квадратів похибок:

$$SSE = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N (MR_{p,i} - MR_{експ,i})^2}{N}. \quad (3)$$

Стандартна середньоквадратична похибка:

$$RMSE = \left[ \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (MR_{p,i} - MR_{експ,i})^2 \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (4)$$

В результаті порівняння встановлено, що найбільш точною в даному випадку є модель Міділлі. Значення цих показників для даної моделі зведені до таблиці 2.

Таблиця 2 – Результати оцінки точності моделі

Модель	°C	Коефіцієнт детермінації ( $R^2$ )	Сума квадратів похибок (SSE)	Стандартна середньоквадратична похибка (RMSE)
Міділлі	35	0,999	0,567	0,000
	45	0,999	0,616	0,000
	55	0,999	0,680	0,001
	65	0,999	0,755	0,001

Значення коефіцієнтів  $a$ ,  $b$ ,  $k$ ,  $n$  для моделі Міділлі, яка найбільш точно описує кінетику процесу сушіння насіння льону олійного при заданих параметрах, зведені до таблиці 3.

Таблиця 3 – коефіцієнти для кривих сушіння для найточнішої моделі

$MR = a \cdot \exp(-k \cdot t^n) + b \cdot t$				
Температура сушильного агента, °C	коефіцієнти			
	a	b	k	n
35	1	0,003	0,029	1,088
45	1,002	0,001	0,063	0,831
55	1,001	0,001	0,148	0,643
65	1,001	0,001	0,284	0,567

При розробці нової конструкції сушарки для насіння льону олійного ставились наступні вимоги:

- рівномірність сушіння і необхідність перемішування матеріалу в процесі сушіння, що зумовлено невеликими розмірами насіння і їх формою, що спричиняє ускладнене переміщення сушильного агента крізь нерухомий шар;

- низький ступінь пошкодження матеріалу під час сушіння;

- можливість регулювання тривалості перебування матеріалу в зоні дії сушильного агента;
- висока продуктивність, енергоефективність і ступінь механізації процесу.

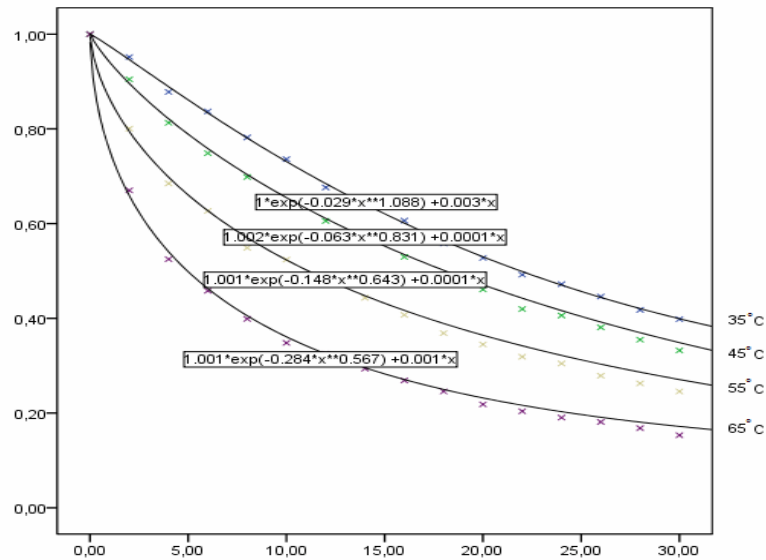
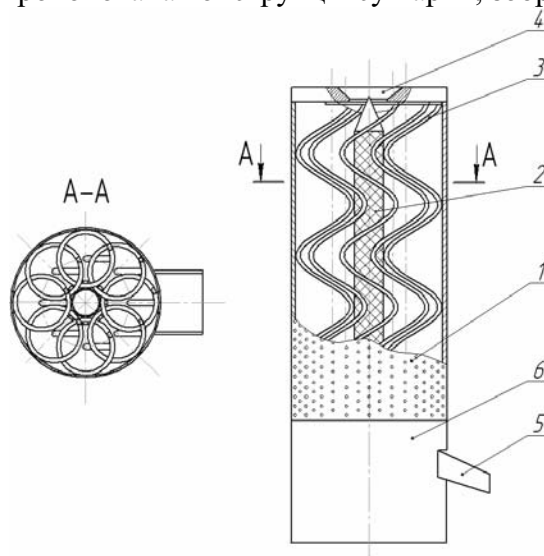


Рисунок 5 - Теоретичні криві сушіння насіння льону олійного при різних температурах сушильного агента для найбільш точної моделі

В результаті була запропонована конструкція сушарки, зображена на рисунку 6.



- 1 – перфорована стінка сушильної камери; 2 – перфорована колона сушильної камери; 3 – робочі органи для перемішування матеріалу; 4 – завантажувальний пристрій; 5 – вивантажувальний пристрій; 6 – теплогенератор з вентилятором

Рисунок 6 – Сушарка для насіння льону олійного

Сушарка працює наступним чином. Матеріал подається в сушильну камеру через завантажувальний пристрій 4 у верхній частині сушарки, вентилятором нагнітається атмосферне повітря і за допомогою теплогенератора 6 нагрівається до потрібної температури. Після цього сформований сушильний агент подається у перфоровану колону 2, розміщену в центрі циліндричної сушильної камери, звідки потрапляє в сушильну камеру і проходить крізь матеріал, що перебуває в сушильній камері, за всією її висотою, забирає в нього надлишкову вологу і відводиться з сушильної камери через перфоровану стінку 1. В сушильній камері встановлені робочі органи 3, виконані у формі профіля, закрученого за циліндричною гвинтовою лінією. В результаті обертання робочих органів 3 в напрямку, що забезпечує переміщення їх

витків догори, матеріал, що перебуває в сушильній камері, переміщується. Під дією гравітації і в результаті постійного перемішування матеріал поступово переміщується донизу, одночасно досягаючи кондиційної вологості. Після цього матеріал вивантажується за допомогою вивантажувального пристрою 5. Конструкція робочих органів для перемішування матеріалу забезпечить низький рівень пошкодження насіння, а їх розміщення в сушильній камері – рівномірне перемішування матеріалу. При цьому інтенсифікується процес виділення вологи, забезпечуючи високу енергоефективність і продуктивність сушіння. Необхідна тривалість перебування матеріалу в сушильній камері контролюється вивантажувальним пристроєм.

**Висновки.** Льон олійний має ряд морфологічних, фізико-механічних та інших відмінностей від льону-довгунця, що обумовлює доцільність його окремого дослідження. Проведені дослідження сушіння льону олійного дозволять вийти на раціональні режимні параметри сушіння, а також уникнути небажаних надмірних енергетичних витрат у процесі сушіння. При розробці нової конструкції сушарки для насіння льону олійного було враховано особливості процесу сушіння цього матеріалу, а також недоліки існуючих типів сушарок. Модель сушіння насіння льону олійного дозволить обґрунтувати параметри нової конструкції сушарки.

## Список літератури

1. Живетин В. В. «Масличный лен и его комплексное использование / В. В. Живетин, Л. Н. Гинзбург – Центральный научно-исследовательский институт комплексной автоматизации легкой промышленности, 2000. – 92 с.
2. Санин А. А. Технология возделывания льна масличного в зоне Среднего Поволжья. Рекомендации / А. А. Санин, Л. А. Косых – Кинель, 2006.
3. Рогаш А. Р. Льноводство / А.Р.Рогаш – М. : Колос, 1967. – 583 с.: ил., [1] л. схем.
4. Лыков А. В. Теория сушки / А. В. Лыков – М. : «Энергия», 1968. – 472 с., ил.
5. Дідух В. Ф. Підвищення ефективності сушіння сільськогосподарських матеріалів: Монографія / Володимир Федорович Дідух. – Луцьк: ЛДТУ, 2002. – 165 с.
6. Зеленко В. И. Конвективная сушка сельскохозяйственных материалов в плотном слое: Основы теории / В. И. Зеленко. – Тверь: Обл. кн.-журн. изд-во, 1998. – 96 с.
7. Mujumdar M. S. – Handbook of Industrial Drying / M. S. Mujumdar. – 3 ed. – CRC Press, 2006.
8. Дідух В.Ф Збирання та переробка льону-довгунця. Монографія / В. Ф. Дідух, І. М. Дударев, Р. В. Кірчук. – Луцьк : Ред.-вид. Відділ ЛНТУ, 2008. – 215 с.
9. Doymaz I. The thin-layer drying characteristics of corn / I. Doymaz, M. Pala // Journal of Food Engineering. – 60. – 2003. – P. 125-130.
10. Cihan A. Modelling of intermittent drying of thin layer rough rice /Ahmet Cihan, Kamil Kahveci // Journal of Food Engineering. – 79. – 2007. – P. 293-298.
11. Rafiee Sh. Thin Layer Drying Properties of Soybean / Sh. Rafiee, A. Keyhani, M. Sharifi, A. Jafari, H. Mobli, and A. Tabatabaeefar // J. Agric. Sci. Technol. – Vol. 11. – 2009. – P. 289-300.

*А.Ящук, Р. Кірчук.*

### **Исследование кинетики сушки семян льна масличного с разработкой конструкции сушилки**

Представлены результаты экспериментальных исследований сушки семян льна масличного. Обоснована модель, описывающая кинетику процесса сушки семян льна масличного для заданных параметров. Предложена конструкция сушилки для семян льна масличного.

*A. Yaschuk, R. Kirchuk*

### **The analysis of the drying kinetic of flax oilseed with the development of a construction of a dryer**

The results of experimental researches of drying of flax oilseed are presented. The model describing kinetic of a drying process of flax oilseed with specified parameters is selected. A construction of dryer for seeds of oil flax is suggested.

Одержано 19.09.11



УДК 62-7:631.354.2

**К.М. Думенко, доц., канд. техн. наук***Миколаївський державний аграрний університет*

## Нові шляхи підвищення надійності зернозбиральних машин

У статті описано нові шляхи вирішення проблеми надійності зернозбиральної техніки з урахуванням складної ситуації, яка склалася в Україні на сьогодні.

**зернозбиральні машини, ремонт, відновлення, відмова, збирання врожаю, пошкодження, ланцюгова передача**

Надійність збиральної машини в значній мірі залежить від технологічного процесу, закладеного в основу її розробки. Прийняті технологічні схеми збирання зерна ґрунтуються на концентрації великої кількості операцій, викликаних необхідністю одночасного збору в процесі збирання двох видів продуктів (зерна і стеблової маси). Тому вітчизняні зернозбиральні машини мають велику кількість механізмів, що підвищує ймовірність технічних відмов. Ці особливості обмежують можливість різкого підвищення продуктивності при збиранні врожаю. При двофазному збиранні, яке широко використовується в зарубіжній практиці збирається тільки один продукт - зерно. Концентрація операцій при цьому та кількість механізмів навпаки зменшується, внаслідок чого ймовірність технічних відмов і загальна енергоємність машин знижуються. Підвищення продуктивності збиральних агрегатів викликає особливо підвищені вимоги до надійності машин, так як однаковий час простою з технічних відмов високопродуктивного агрегату (у порівнянні з малопродуктивним) приносить більш відчутну шкоду господарству або зовсім паралізує збиральні роботи, якщо такий агрегат є в господарстві в єдиному числі (що є характерним для нашої країни в останні роки). У зв'язку з цим в даний час ставиться задача доведення надійності збиральних агрегатів до такого рівня, при якому втрати часу на усунення технічних відмов не перевищували б 5 % часу чистої роботи.

Зернозбиральні машини працюють в складних польових умовах. При взаємодії з потоком рослин можливі раптові аварійні пошкодження робочих органів особливо при попаданні разом з стебловою масою різних інертних включень. Аварійні пошкодження можуть виникнути і в результаті втомлюючої дії циклічних навантажень, або перевантажень обумовлених нерівномірною подачею стеблової маси.

Раптові аварійні пошкодження залежать від ступеня засміченості поля сторонніми включеннями, тобто: культури існуючої загальної землеробства, конструктивної міцності робочих органів і застосування спеціальних пристроїв захисту від можливих аварійних пошкоджень. Аварійні пошкодження характеризуються інтенсивністю їх проявлення і на жаль займають немале місце серед причин виходу з ладу робочих органів збиральних машин.

При експлуатації кукурудозбиральних комбайнів зустрічаються відмови пов'язані з різного роду забиваннями систем охолодження, змащування або очистки. Відомі відмови внаслідок негерметичності гідравлічної апаратури, підтікання масла, засмоктування повітря, вібрації трубопроводів.

Нерідко зустрічаються відмови, які пов'язані з порушенням в роботі електричних або електронних систем комбайнів. Вони можуть виникати раптово, або

формуватися поступово приводячи до функціональних відмов тих чи інших систем комбайну.

Особливе місце у роботі механічних систем займають відмови пов'язані зі зношенням деталей механізмів і вузлів. Відмови, що обумовлені зношенням деталей, займають суттєву долю серед інших відмов характерних і для збиральних машин, які в більшій мірі проявляються з часом експлуатації. Вважається, що в умовах високої запиленості домінуючою формою зношування може бути абразивне [1]. Цей вид зношування обумовлений безпосередньою взаємодією робочих поверхонь металу з твердими абразивними частинками, які знаходяться в запиленому повітрі або на поверхні рослин і попадають в зону тертя. У результаті багатоциклових навантажень на поверхнях тертя проявляється втомлююче зношування з відокремленням частинок металу [1, 2]. Важливу роль в інтенсифікації зношування відіграють і хімічно-активні речовини, що завжди присутні у зволоженій рослинній масі [3]. Вони сприяють зниженню міцності поверхневого шару внаслідок проникнення молекул поверхво-активних речовин в кристалеву структуру метала [4]. Як правило, представлений механізм і хімізм зношування проявляється в комбінованій формі з домінуючим впливом одного з факторів.

Абразивне зношування може спостерігатися у ріжучих та подрібнюючих елементів кукурудзозбиральних машин. Під дією абразивних частинок зношуються витки шнекових транспортуєчих та вивантажувальних робочих органів. Шнекові робочі органи зношуються по периметру торців витків, що приводить до збільшення зазорів між шнеком і кожухом і, як наслідок - втрати продуктивності транспортерів. Можливо зношування і підшипникових вузлів якщо вони конструктивно недостатньо захищені від попадання пилу.

Причинами проявлення деяких пошкоджень є недостатня якість виготовлення деталей і вузлів. Низька технологічна культура, безвідповідальність і відсутність контролю приводить до розрегулювання, забивання механізмів, розгерметизації гідравлічних систем тощо.

Аналіз вузлів механічних приводів кукурудзозбиральної техніки показав, що в даній галузі застосовується відносно вузький спектр видів передач і вузлів. Як і очікувалося, в існуючих зразках закордонної та вітчизняної збиральної техніки використовується велика кількість ланцюгових і пасових передач. Відомо, що механічні приводи сільськогосподарських машин відносяться до систем багатократної дії, для експлуатації яких характерна циклічність. Термін служби машини залежно від її типу коливається в межах 5...10 років. Отже, розрахункова довговічність приводу і його складових частин повинна складати 450...2500 ч. Але на превеликий жаль приведені дані в більшості випадків не відповідають дійсності, що в свою чергу говорить о технічній невідосконаленості існуючих конструкцій та механізмів. Необхідно відзначити, що останнім часом в закордонних зразках кукурудзозбиральної техніки, ланцюгові передачі витісняють пасові, оскільки, часто передчасні відмови пасових передач, спричиняють за собою непередбачені економічні витрати, пов'язані не тільки з додатковим ремонтом і технічним обслуговуванням устаткування але і загальними втратами сільськогосподарської продукції із-за простоїв техніки при ремонті.

Аналітичний огляд механічних приводів вітчизняних та закордонних зразків показав, що в зернозбиральних машинах застосовують ланцюгові передачі (55 %), пасові передачі (30 %), закриті зубчаті передачі (10 %) та інші (5%). Представлене на рис.1 відсоткове співвідношення дозволяє систематизувати і представити у вигляді блокової структури механічний привід зернозбиральної машини. На сьогоднішній день існуючі приводи зернозбиральної техніки не дозволяють повністю механізувати і автоматизувати весь процес збирання.

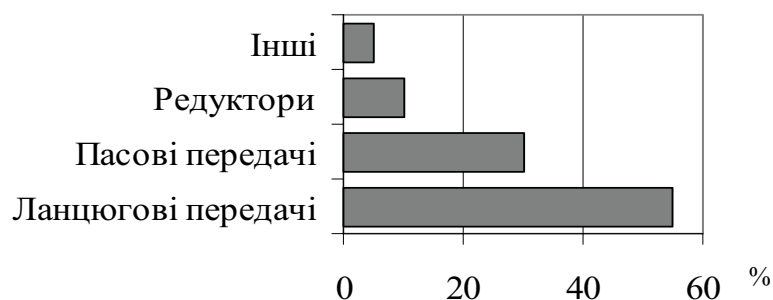


Рисунок 1 - Типи передач кукурудозбиральної техніки

Під час проведення аналізу кукурудозбиральні машини класифікувались по областях застосування залежно від технологій збирання, при цьому враховувалась специфіка роботи та наявність механічних приводів різної потужності. Загальний аналіз надійності кукурудозбиральних машин показав, що найбільше число відмов пов'язано з відмовами у вузлах механічних приводів і складає 69 %. У свою чергу, детальний аналіз відмов механічних приводів кукурудозбиральних машин показав, що найуразливішими вузлами є пасові передачі (46 %). Як показали дослідження, відмови редуктора складають 34%, ланцюгових передач - 20% від загального числа відмов (рис. 2).

У відсотковому відношенні більш 80 % всіх видів відмов пасових передач можна віднести до відмов ремня і лише близько 20 % відмов пов'язані з відмовами опор або шківів. Це пояснюється міцністю та якістю матеріалів, які вживаються для виготовлення пасів, тоді як шківів та опор виготовляються з високоміцних сталей, що дозволяє витримувати високі навантаження і зберігати працездатність впродовж всього терміну служби вузла. Відмови пасових передач можна розділити на два основні види: 1) - пошкодження паса: недостатній натяг (29 %), пошкодження або розрив (71 %), та 2) - пошкодження опор і шківів пасових передач: відмова натяжних пристосувань (39 %), перекіс вісей передачі (61 %). Пасові передачі в процесі експлуатації випробовують не тільки механічні навантаження, але і дію агресивного навколишнього середовища. В період використання і технічного обслуговування необхідно стежити за тим, щоб провідний і відомий шківів знаходилися в одній площині, а радіальне і торцеве биття залежно від діаметру шківів не перевищувало в середньому 0,4... 1,0 мм. Проте в реальних передачах даний параметр майже ніколи не витримується і перевищує норму, іноді в 2 і більше разів.

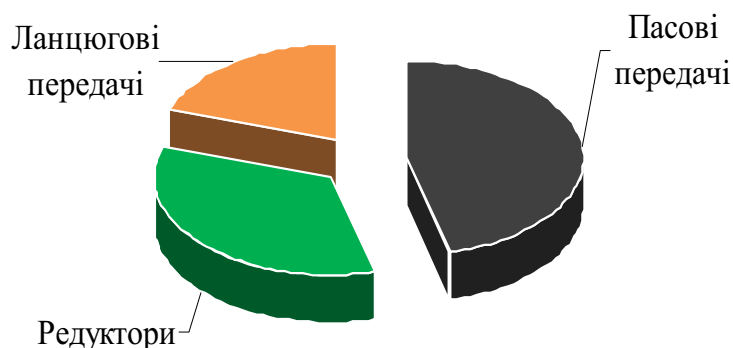


Рисунок – 2 Відмови механічних приводів зернозбиральних машин

Відмови окремих вузлів і з'єднань редуктора викликані різними чинниками: конструктивними (15 %), експлуатаційними (5 %), параметричними (15 %) та виробничими (65 %). Відмови корпусних деталей: деформація і перегрів корпусу (19 %), протікання оливи з корпусу редуктора (53 %), недостатньо жорстке закріплення

корпусу (28 %) - в основному виникають із-за неякісного виготовлення або помилок при експлуатації. Відмови валів і опор машин відбуваються із-за перекосу валів (18 %), зсуву підшипників (23 %), неспівісності валів (11 %), забруднення і зношування підшипників (46 %), биття валів (12 %) Відмови зубчатих передач виникають шляхом механічного зносу (19 %), корозійний-механічного зносу (30 %). Всі перераховані пошкодження обумовлені впливом механічних, термомеханічних, вібраційних і інших видів процесів, що протікають в окремих вузлах і складальних одиницях редукторів. Вибір матеріалу з урахуванням специфіки роботи приводу для вузлів редуктора, їх термообробка знижує ризик передчасних відмов і збільшує ресурс роботи деталей. При технічному обслуговуванні необхідно контролювати стан зубчатих коліс, а також контролювати причини, що викликають інтенсивний знос і збільшення радіального та вісьового биття.

Відмови ланцюгових передач слід розділити на дві основні групи: відмови ланцюга: зісковзування (11 %), обрив (89 %) - і відмови опор і зірочок: знос (42 %), відхилення від співвісності (37 %), слабе натягнення ланцюга (21 %). Ланцюгові передачі експлуатуються в досить важких умовах, що викликає підвищений знос їх деталей, приводить до подовження і розриву ланцюга. Як правило, основним видом відмови ланцюгової передачі є вихід з ладу ланцюга із-за зісковзування або обриву. Як показали дослідження причин відмов ланцюгових передач, більше 75% пошкоджень пов'язані саме з пошкодженнями самого ланцюга, лише 25 % поломок можна віднести до другого основного типу відмови - пошкодження опор або зірочок ланцюгової передачі. Це пов'язано з тим, що при проектуванні ланцюгової передачі конструктор особливу увагу приділяє розрахунку на міцність і довговічність зірочкам і опорам передачі, при цьому детально не зупиняючись на міцністному розрахунку та виборі виду ланцюга для приводу механізму.

Аналіз відмов механічних передач показав, що необхідне особливу увагу приділити процесу проектування окремих вузлів приводів. Правильний вибір матеріалів, геометричних параметрів, перевірка кінематичних і силових характеристик дозволить зменшити кількість відмов і продовжити термін служби аналізованої передачі.

Вирішуючи завдання підвищення надійності збирального агрегату, часто розглядають його надійність в цілому, що ускладнює відшукування прихованих резервів в окремих його механізмах. Для забезпечення необхідного рівня надійності всієї збиральної машини необхідне використання додаткових міроприємств у вигляді застосування необхідних технічних та організаційних робіт, ґрунтуючись на відповідних дослідженнях. В конструкціях механічних приводів кукурудоззбиральних машин необхідно використовувати антикорозійні-, износо- і температуростійкі матеріали підвищеної міцності та надійності, а також захисні покриття і ущільнення. При цьому аналізу і доопрацюванню повинен піддаватися кожен окремий механізм машини, кожний робочий орган збирального комбайна, а також технологічний процес його роботи. Надійність та довговічність складових елементів агрегату слід доводити до рівня, що не перевищує їх рівноцінності. Моторесурс малоресурсних запасних частин повинен бути рівним нормативу сезонного наробітку агрегату, а решту - кратним йому, щоб не викликати зупинок для їх заміни в період збирального сезону.

У реальній експлуатації машини завжди старіють фізично – це обумовлено процесами зношування, втомленості, корозії, забивання тощо. Протікання цих процесів неминуче приводить до зниження рівня роботоздатності, який може бути охарактеризований величиною інтенсивностей відмов.

У той же час ремонтно-обслуговуюча база технічного сервісу машин може знаходитись в різних можливих станах від зменшення потенціалу і можливостей (старіння) до розвитку обумовленого впровадженням новітніх технологій і методик технічного обслуговування і ремонту.

Для комплексної оцінки стану і тенденцій змін в загальному рівні забезпечення надійної роботи машин, особливо сезонного призначення, необхідно розглянути цілісну систему "машина – технічне обслуговування" в динаміці зміни їх характеристик.

У минулих дослідженнях цього питання було встановлено два поняття – функція готовності та функція відновлення. Якщо накласти графіки отриманих функцій одне на одне, то можемо отримати точку перетину цих кривих, яка теоретично дасть можливість описати необхідні параметри з метою збереження роботоздатного стану складної технічної системи (рис. 3.).

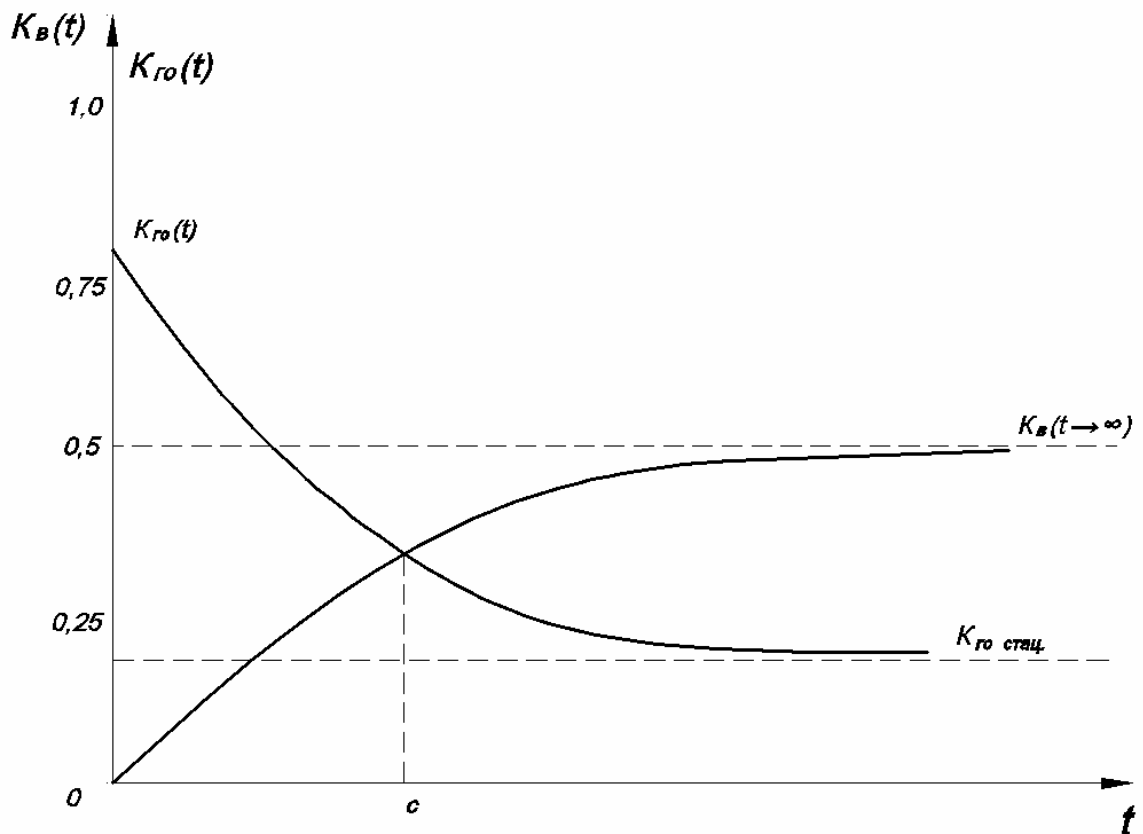


Рисунок – 3 Графічний синтез функції готовності та відновлення

Якщо прийняти, що фактор часу прямує до нескінченності ( $t \rightarrow \infty$ ), то функція готовності набуває сталого значення:

$$K_2(t \rightarrow \infty) = \frac{\mu_1 \mu_1' + \lambda_0' \mu_1 + \lambda_0' \mu_1'}{\mu_1 \mu_1' + \lambda_0' (\mu_1' + \mu_1) + \lambda_0' (\mu_1 + \lambda_0 + \mu_1')}.$$

Також можна представити коефіцієнт простою технічної системи в усталеному режимі експлуатації і виразити, як функцію:

$$K_2(t \rightarrow \infty) = \frac{p \lambda_0' \lambda_0 \mu_1'}{\mu_1 \mu_1' + \lambda_0' (\mu_1' + \mu_1) + \lambda_0' (\mu_1 + \lambda_0 + \mu_1')}.$$

Отримане значення функції готовності є граничним її значенням і відповідає загальному прийнятому поняттю коефіцієнта готовності. Фактично формула відображає асимптоту, до якої прямує функція готовності зернозбиральних комбайнів при

нескінченному зростанні часу експлуатації технічних систем, що розглядаються в умовах поліпшення бази їх технічного обслуговування (сервісу).

Графік поєднання функцій готовності та відновлення дає можливість прогнозувати технічні відмови зернозбиральної техніки, а тим самим підвищити надійність такої технічної системи.

## Список літератури

1. Ушаков И.А. Курс теории надежности систем / И.А. Ушаков. — М.: Дрофа, 2008. — 239 с.
2. Науково-методичні принципи забезпечення надійності вітчизняних зернозбиральних комбайнів / [Собчук М., Коваль С., Погорілий В., Горбатов В. та ін.] // Техніка АПК – 2004. – № 4-5. – с. 8-16.
3. Бондар М. Нема альтернативи вітчизняному комбайнобудуванню! / М. : Бондар // Техніка АПК. — 2002. — № 10. — С. 6-7.
4. Думенко К.М. Зернозбиральна техніка: проблеми, альтернативи, прогноз / К.М. Думенко, А.І. Бойко // Техніка і технології АПК. — 2011. — № 16. — С.11-14.
5. Думенко К.М. Загальні засади формування аспектів надійності складної сільськогосподарської техніки / К.М. Думенко // збірник наукових праць ХНТУСГ. – Харків — 2010. — № 93. — С. 265-272.
6. Бойко А.І. Дослідження функції готовності механічних систем при накопичуванні пошкоджень / А.І. Бойко, К.М. Думенко // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій: збірник наукових праць ДНУ. – Дніпропетровськ : Наука і освіта, 2010. — Вип.14. — С. 72-78.

*К. Думенко*

### **Новые пути повышения надежности зерноуборочных машин**

В статье описаны новые пути решения проблемы надежности зерноуборочной техники с учетом сложной ситуации, которая сложилась в Украине на сегодня. зерноуборочные машины, ремонт, возобновление, отказ, уборка урожая, повреждения, цепная передача.

*K. Dumenko*

### **The New ways of increase of reliability of combine machines**

The new ways of decision of problem of reliability of cutting equipment taking into account a difficult situation, which was folded in Ukraine for today, are described in the article. Cutting equipment, repair, renewal, refuse, harvesting, damage, chain-drive.

Одержано 16.09.11

УДК 631.3.01

П.В. Попович, доц., канд. техн. наук, О.П.Цьонь, магістр, Т.А. Довбуш, студ.  
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

## Обґрунтування параметрів обладнання для випробувань багатоступінчатих редукторів розкидачів твердих органічних добрив

В статті обґрунтовано параметри стенда для випробувань багатоступінчатих редукторів розкидачів твердих органічних добрив. Обґрунтовано необхідність проведення випробувань редуктора з метою підвищення надійності у роботі даного вузла. Спроековано кінематичну схему обладнання для випробувань багатоступінчатих редукторів. Описано основні конструктивно – енергетичні параметри моментоміра, який включено у кінематичну схему обладнання.

**редуктор, моментомір, розкидач твердих органічних добрив, вал - шестерня, крутний момент, частота обертання**

Виконання технологічного процесу внесення твердих органічних добрив забезпечується немалою кількістю різновидів машин-розкидачів. Відомі вітчизняні та зарубіжні виробники розкидачів твердих добрив, такі, наприклад, як „Annaburger“, „Farmctech“, „Ковельсьільмаш“ разом з горизонтальними застосовують вертикальні розкидальні робочі органи (Fortis, РТД-7, МТО-12, ін.). Одними з найважливіших критеріїв роботи машин для внесення добрив є якість виконання технологічного процесу та надійність її вузлів. Важливим вузлом розкидачів твердих органічних добрив, зокрема, типу РТД-7, є конічно – циліндричний редуктор, який одночасно передає крутний момент на вал приводу транспортера і на конічний редуктор приводу шнеків (рис. 1, 2).

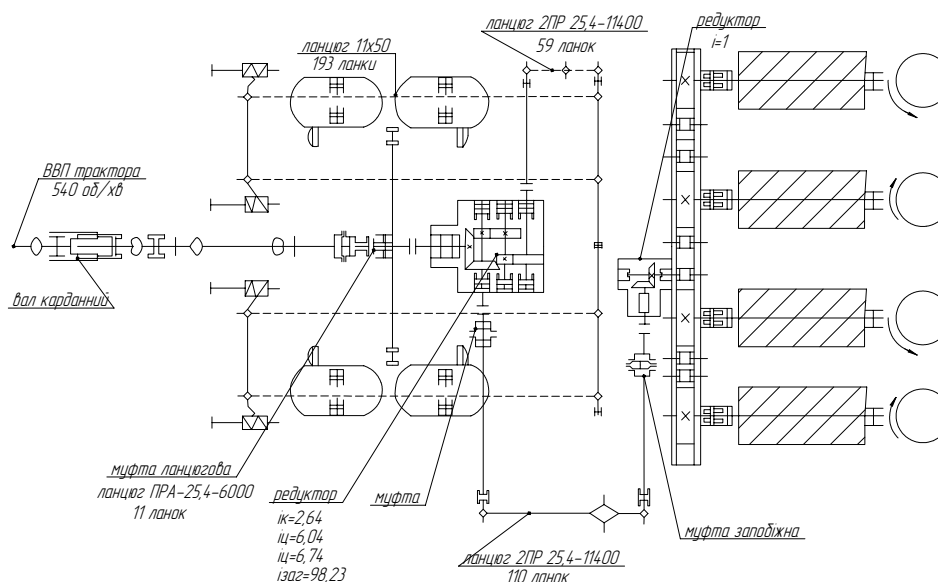
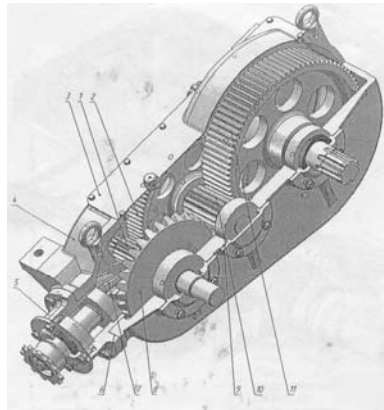


Рисунок 1 – Кінематична схема приводу робочих органів РТД - 7

Вказаний редуктор передає змінний крутний момент, величина якого залежить від типу, відповідно, фізико- механічних властивостей добрив, норм внесення, залишків

добрів у кузові розкидача, що в свою чергу чинить домінуючий вплив на продуктивність розкидача, чіткість виконання техпроцесу, також на показники надійності машини вцілому. Можлива поява тріщин у корпусі конічно – циліндричного редуктора спричиняє порушення зачеплень, і, як наслідок поступове руйнування елементів.

Для перевірочних досліджень характеристик багатоступеневого конічно – циліндричного редуктора розроблене обладнання для стендових випробувань вузла з заданими навантаженнями, які діють на редуктор при виконанні технологічного процесу. Щоб навантаження, які задаються редуктору були наближені до реальних максимально, необхідно щоб кількість відмов під час експлуатації і випробувань була практично однакова.



- 1 – вал – шестерня ( $z=15$ ;  $m=3$ ); 2 – зубчасте циліндричне колесо ( $z=91$ ;  $m=3$ ); 3 – кришка;  
4 – корпус; 5 – стакан; 6 – регулюючі прокладки; 7 – вал – шестерня конічна ( $z=12$ ;  $m=8$ ); 8 – колесо конічне ( $z=30$ ;  $m=8$ ); 9 – регулюючі прокладки; 10 – вал – шестерня ( $z=14$ ;  $m=4$ ); 11 – зубчасте циліндричне колесо ( $z=86$ ;  $m=4$ )

Рисунок 2 – Конічно – циліндричний редуктор розкидача РТД 7

Розглянувши існуючі конструкції стендів для випробувань, можна зробити висновок, що основою принципу роботи, відповідно умовою, яку слід реалізувати під час довготривалих випробувань є внутрішнє навантаження, яке у відомих стендах вимірюється тензометричними валами, що розробляються і виготовляються окремо для кожної пари стенд - редуктор. При розробці стенду для випробувань багатоступінчастих редукторів (рис.1) пропонується використовувати схему з прямим потоком навантаження, також розроблене у ТНТУ універсальне вимірювальне обладнання, що дозволить значно розширити типаж і характеристики редукторів, які досліджуються і зменшити затрати [1, 2, 4].

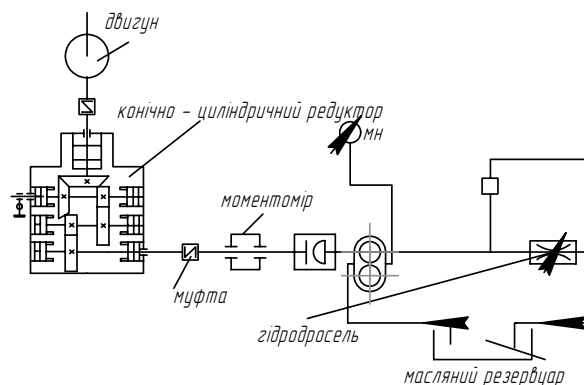
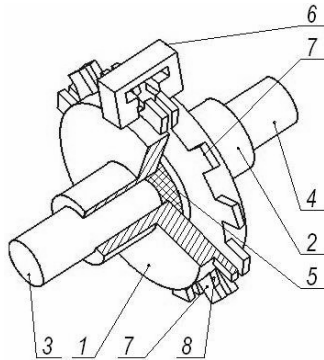


Рисунок 3 – Схема стенду для випробувань конічно – циліндричного редуктора розкидача твердих органічних добрив



Пропонується в кінематичну схему стану для випробувань багатоступінчатих редукторів включити моментомір [2] для контролю крутного моменту на тензонометричному валі (рис.4).



- 1, 2 – пів муфти; 3, 4 – ведучий і ведений вали; 5 – пружний елемент;  
6 – фотоелектричний перетворювач; 7 – прямі виступи на правій пів муфті;  
8 – виступи зі скосами на лівій півмуфті

Рисунок 4 - Конструкція моментоміра

Конструктивні параметри моментоміра регламентуються в залежності від процесу досліджень (частота обертання, величина крутного моменту), що забезпечить високу вірогідність отриманих експлуатаційних характеристик, а також процес їх реєстрації. Крім того, результати вимірювань взаємозв'язані з енергетичними та геометричними параметрами розробленою математичною моделлю (таблиця 1).

Таблиця 1 - Конструктивно-енергетичні параметри моментоміра

Дані реєстрації сигналу від моментоміра:

$t_c, t_m$  - тривалість світлового і темнового струму, отриманих з фотоелемента моментоміра (у відносних одиницях).

Дані з файлу налаштувань:

$f$  - частота дискретизації реєструючої системи, Гц;

Конструктивні параметри моментоміра:

$r_{p.e.}$  - радіус середньої лінії закріплення пружних елементів, м;

$\Delta l$  - зміщення півмуфти на радіусі  $r_{vum}$ , м;

$c$  - характеристика жорсткості пружного елемента,  $\frac{H}{M}$ ;

$z_{p.e.}$  - кількість пружних елементів, шт.;

$l_{paz}$  - довжина паза  $l$ , м;

$r_{vum}$  - відстань від осі обертання моментоміра до лінії встановлення фотоелектричного перетворювача, м;

$k$  - коефіцієнт пропорційності.

## Продовження таблиці 1

Сила, яка діє на пружний елемент при передачі крутного моменту через моментомір	$F = \Delta l \cdot c \cdot z_{p.e.};$ де: $\Delta l = \frac{l \cdot n(t_m - t_c)}{f}; l = 2\pi \cdot r_{vum}$
Крутний момент	$M = \frac{l \cdot n(t_m - t_c)}{f} \cdot c \cdot z_{p.e.} \cdot r_{p.e.}$
Частота обертання	$n = \frac{f}{(t_c + t_m)z}$
Споживна потужність	$P = k(n \cdot F)$

Для обґрунтування правильного вибору схеми навантаження необхідно провести розрахунки основних елементів стенду, для прикладу під редуктор РТД -7 [1,4]. Потужність на швидкісному валі редуктора, які випробовується, визначаємо [1]

$$N_{ш} = \frac{M \cdot n}{9550}, \quad (1)$$

де  $M$  - номінальний крутний момент на швидкісних валах,  $M = 70 \text{ Нм}$ ;  
 $n$  - частота обертання швидкісних валів,  $n = 540 \text{ об/хв}$ .

Тоді

$$N_{ш} = \frac{70 \cdot 540}{9550} = 3,9 \text{ кВт}.$$

Потужність на валу електродвигуна [1]

$$N_{дв} = \frac{N_{ш}}{\eta_k \cdot \eta_{ц_1} \cdot \eta_{ц_2}}, \quad (2)$$

де  $\eta_k, \eta_{ц_1}, \eta_{ц_2}$  - ККД відповідно конічного та циліндричних редукторів,

$\eta_k = \eta_{ц_1} = 0,95, \eta_{ц_2} = 0,96$ .

Підставивши у (2) одержимо

$$N_{дв} = \frac{3,9}{0,95 \cdot 0,95 \cdot 0,96} = 4,5 \text{ кВт}.$$

За знайденою потужністю пропонується до застосування електродвигун 4А112М4У3 з наступними параметрами:  $N_{дв} = 5,5 \text{ кВт}$ ;  $S_{ном} = 3,6\%$ ;  $n = 1500 \text{ об/хв}$  [3]. Частота обертання вала електродвигуна при необхідній потужності  $N_{дв} = 3,9 \text{ кВт}$  визначається за [3]

$$n' = 1500(1 - S), \quad (3)$$

де

$$S = S_{ном} \frac{N_{дв}}{N}, \quad (4)$$

тобто

$$S = 3,6 \cdot \frac{4,5}{5,5} = 2,9\%;$$

Тоді

$$n = 1500(1 - 0,029) = 1456 \text{ об/хв}.$$

Частоту обертання швидкісних валів випробовуваного редуктора визначаємо за [3]

$$n_{ш} = \frac{n'}{i_{ц1}}; \quad (5)$$

де  $i_{y1}$  - передаточне відношення редуктора циліндричного,  $i_{y1}=6,04$ ;  
тоді

$$n_{ш} = \frac{1456}{6,04} = 241 \text{ об/хв.}$$

Крутний момент на тихохідному валу конічного редуктора [3]

$$M_{цв} = \frac{M \cdot i_K}{\eta_K}, \quad (6)$$

де  $i_K$  - передаточне відношення конічного редуктора  $i_K = 2,64$ .

Тоді 
$$M_{цв} = \frac{70 \cdot 2,64}{0,95} = 194 \text{ Нм.}$$

Частоту обертання тихохідного валу визначимо за формулою [3]

$$n_T = n_{ш} / i_K. \quad (7)$$

Підставивши дані, знайдемо 
$$n_T = 241 / 2,64 = 91 \text{ об/хв.}$$

Частота обертання вала насоса [1]

$$n_H = n_T \cdot i_{y2}, \quad (8)$$

де  $i_{y2}$  - передаточне відношення редуктора;  $i_{y2}=6,74$ .

Тоді 
$$n_H = 91 \cdot 6,74 = 613 \text{ об/хв.}$$

Продуктивність насоса [1]

$$Q = \frac{q \cdot n_H}{1000}, \quad (9)$$

де  $q$  - робочий об'єм насоса,  $q=49,1 \text{ см}^3/\text{об.}$

Підставивши дані, одержимо

$$Q = \frac{49,1 \cdot 613}{1000} = 25 \text{ л/хв.}$$

Для утворення тиску в напірному трубопроводі за даними розрахунку обираємо дросель ДР-С12;  $Q=25 \text{ л/хв}$ ;  $P=32 \text{ МПа}$ .

Отримані результати при проведенні теоретичних розрахунків показують, що обгрунтувавши схему навантаження за прямим потоком потужності з використанням моментоміра, ми можемо максимально точно задавати і постійно контролювати під час випробувань навантаженість редуктора розкидача твердих органічних добрив.

## Список літератури

1. Решетова Д.Н. Машины и стенды для испытания деталей / Решетова Д.Н. – М.: Машиностроение, 1979. – 216 с.
2. Пат. України на корисну модель 31564, МПКG01L 5/24. Моментомір / Рибак Т.І., Костюк В. І., Паламарчук П.В., Бабій А.В., Матвійшин А.Й.; заявл. 24.12.2007; опубл.10.04.2008. Бюл. №7 2008р.
3. Чернавский С.Л. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для техникумов / Чернавский С.Л. - М.: Машиностроение, 1979.- 351с.
4. Паніна В.В. Розрахунок і обгрунтування параметрів універсального багатофункціонального стенду для ремонту техніки в фермерських господарствах / Паніна В.В., Лобко В.К. - Праці ТДАТУ.Вип.10. Том 2, 2010.- С.131-138.

*П. Попович, О. Цень, Т. Довбуш*

**Разработка оборудования для испытаний многоступенчатых редукторов разбрасывающих твердых органических удобрений**

В статті описані причини виходу из строя конически – цилиндрического редуктора разбрасывающего твердых органических удобрений РТД-7. Обосновано необходимость проведения испытаний редуктора с целью повышения надежности в работе данного узла. Спроектирована кинематическая схема оборудования для испытаний многоступенчатых редукторов. Описаны основные конструктивно – энергетические параметры моментомера, который включен в кинематическую схему оборудования.

*P. Popovich, O. Tson, T. Dovbush*

**Development of equipment is for the tests of multi-stage reducing gears of throwing about of hard organic fertilizers**

In the article reasons of death are described conically – cylinder reducing gear of throwing about of hard organic fertilizers RTD-7. Grounded a necessity of testing reducing gear is with the purpose of increase of reliability in-process this knot. The kinematics chart of equipment is projected for the tests of multi-stage reducing gears. The basic are described structurally are power parameters of torquemeter which is plugged in the kinematics chart of equipment.

Одержано 14.09.11

**УДК 631.313**

**Г.В.Теслюк, канд. техн. наук, Б.А.Волик, доц., канд. техн. наук,  
А.М.Семенюта, інж.**

*Дніпропетровський державний аграрний університет*

## **Вплив різних варіантів постановки корпусів дискового плуга на структурно-агрегатний склад грунту**

В статті наведені результати досліджень, виконаних в рамках роботи по створенню сучасної конструкції дискового плуга. Для виконання повномасштабних експериментів був створений плуг, в якому можна змінювати основні конструктивні параметри, як то кути постановки диска у двох площинах, положення начіпки. Виконана оцінка якості розпушення ґрунту на основі коефіцієнтів структурності та різноподрібнення структурних агрегатів. Отримані результати наведені у порівнянні з відомими агрегатами для основного обробітку ґрунту.

**диск сферичний, кути постановки, якість розпушення, коефіцієнт структурності, коефіцієнт різноподрібнення**

Дисковий плуг, як машина для основного обробітку ґрунту, має в Україні досить обмежене застосування. Викликане це рядом як об'єктивних, так і суб'єктивних причин. Серед об'єктивних причин - складність стабілізації ходу, наявність гребенів на дні борозни, складність конструкції стояка корпусу, більша вартість у порівнянні з полицевим плугом. Але і переваги незаперечні – суттєво менший тяговий опір, більш ефективна робота на плантаціях, засмічених кореневою системою, можливість регулювання ступеня обертуту та кришення ґрунту.

Дискові плуги і дискатори, які за конструкцією корпусів подібні, випускають з фіксованим кутом постановки до вертикалі, але з можливістю зміни кута постановки до напрямку руху. Таке конструктивне рішення обмежує можливості машини, але було прийняте з метою зменшення кількості точок регулювання та здешевлення конструкції.

В статті описані причини виходу из строя конически – цилиндрического редуктора разбрасывающего твердых органических удобрений РТД-7. Обосновано необходимость проведения испытаний редуктора с целью повышения надежности в работе данного узла. Спроектирована кинематическая схема оборудования для испытаний многоступенчатых редукторов. Описаны основные конструктивно – энергетические параметры моментомера, который включен в кинематическую схему оборудования.

*P. Popovich, O. Tson, T. Dovbush*

**Development of equipment is for the tests of multi-stage reducing gears of throwing about of hard organic fertilizers**

In the article reasons of death are described conically – cylinder reducing gear of throwing about of hard organic fertilizers RTD-7. Grounded a necessity of testing reducing gear is with the purpose of increase of reliability in-process this knot. The kinematics chart of equipment is projected for the tests of multi-stage reducing gears. The basic are described structurally are power parameters of torquemeter which is plugged in the kinematics chart of equipment.

Одержано 14.09.11

**УДК 631.313**

**Г.В.Теслюк, канд. техн. наук, Б.А.Волик, доц., канд. техн. наук,  
А.М.Семенюта, інж.**

*Дніпропетровський державний аграрний університет*

## **Вплив різних варіантів постановки корпусів дискового плуга на структурно-агрегатний склад грунту**

В статті наведені результати досліджень, виконаних в рамках роботи по створенню сучасної конструкції дискового плуга. Для виконання повномасштабних експериментів був створений плуг, в якому можна змінювати основні конструктивні параметри, як то кути постановки диска у двох площинах, положення начіпки. Виконана оцінка якості розпушення ґрунту на основі коефіцієнтів структурності та різноподрібнення структурних агрегатів. Отримані результати наведені у порівнянні з відомими агрегатами для основного обробітку ґрунту.

**диск сферичний, кути постановки, якість розпушення, коефіцієнт структурності, коефіцієнт різноподрібнення**

Дисковий плуг, як машина для основного обробітку ґрунту, має в Україні досить обмежене застосування. Викликане це рядом як об'єктивних, так і суб'єктивних причин. Серед об'єктивних причин - складність стабілізації ходу, наявність гребенів на дні борозни, складність конструкції стояка корпусу, більша вартість у порівнянні з полицевим плугом. Але і переваги незаперечні – суттєво менший тяговий опір, більш ефективна робота на плантаціях, засмічених кореневою системою, можливість регулювання ступеня оберту та кришення ґрунту.

Дискові плуги і дискатори, які за конструкцією корпусів подібні, випускають з фіксованим кутом постановки до вертикалі, але з можливістю зміни кута постановки до напрямку руху. Таке конструктивне рішення обмежує можливості машини, але було прийняте з метою зменшення кількості точок регулювання та здешевлення конструкції.

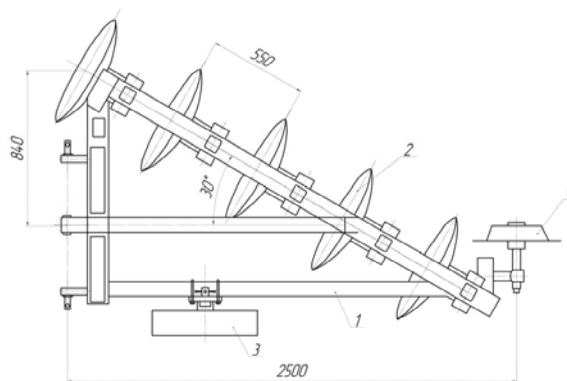
Цілком зрозуміло, що в різних ґрунтово-кліматичних умовах кут постановки диска до вертикалі бажано мати свій. Тому, в процесі розробки плуга власної конструкції було прийняте рішення дослідити вплив кутів постановки до вертикалі і напрямку руху в конкретних ґрунтово-кліматичних умовах півдня України.

За результатами аналітичних та лабораторних досліджень була обрана концепція дискового плуга і були виготовлені трикорпусний та п'ятикорпусний варіанти для польових випробувань (рис.1.).

До відмінностей конструкції слід віднести:

- оригінальний механізм регулювання кутів постановки диска у двох площинах, який надає можливості провести випробування у аналітично обґрунтованому діапазоні їх зміни;
- зміщена на 80 мм відносно серійної конструкції начіпка, що відповідає усередненому положенню повздовжньої складової сили тяги;
- чистик, що за профілем повторює профіль перетину диска у місці його постановки;
- кут постановки повздовжньої балки до напрямку руху, положення корпусів на балці рами та параметри борозного колеса відповідають обґрунтованим в [1].

Методика польових випробувань побудована саме з урахуванням особливостей конструкції і ґрунтових умов.



1 – рама; 2 – корпус; 3 – колесо опорне; 4 – колесо борозне

Рисунок 1 – Конструктивна схема п'ятикорпусного варіанту дискового плуга

Дослідження проводились на плантації ТОВ «Аврора» Оріхівського району Запорізької області. Умови роботи:

- Тип ґрунту – чорнозем звичайний мало гумусовий;
- Агрофон – стерня пшениці;
- Щільність взятих ґрунтових зразків, г/см<sup>3</sup> - 1,35;
- Вологість, % - 17 – 18;
- Кількість ударів щільноміра ДорНДІ - 25 – 29;
- Кут внутрішнього тертя ґрунту, град - 56 – 61;

Для оцінки якості розпушення ґрунту використані наступні показники:

- коефіцієнт структурності  $K_{СТ}$ , який визначається як відношення вмісту агрономічно цінних агрегатів (0,25 – 10 мм) до вмісту суми агрегатів приведеним діаметром менше за 0,25 мм та грудок, більше за 10 мм;
- коефіцієнт різноподрібнення структурних агрегатів  $K_p$  [2,3], який являє собою відношення приведених діаметрів агрегатів, що складають відповідно 10 та 60% за масою.

Для визначення показників використовувався решітний класифікатор.

Спеціально виготовлена рамка 1,0x0,5 м накладалася на оброблену поверхню і в її межах знімався шар ґрунту до дна борозни. Знятий ґрунт висипався у верхнє решето решітного класифікатора і почергово просіювався на решетах.

Окремі фракції зважувались і підраховувалась кількість грудок у фракції. Проби брали тричі і за їх сумою знаходили відсотковий вміст фракції у взятій загальній пробі та середню приведену масу ( $m$ ) однієї умовної грудки у пробі. Потім, виходячи з заміряного значення питомої маси ґрунту ( $\rho = 1,3 \text{ г/см}^3$ ), за формулою

$$D = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot m}{\pi \cdot \rho}} \quad (1)$$

підраховували її умовний приведений діаметр

Враховуючи те, що решітний класифікатор мав мінімальні отвори діаметром 10 мм, то цим решетом практично і відділялись агрономічно цінні агрегати. Як показала практика, відокремлення агрегатів менших за 0,25 мм вносить похибку не більше 2 – 3%, що менше за точність самого експерименту. Таким чином, з достатньою точністю можна прийняти

$$K_{\text{СТ}} = \frac{A}{B - A}, \quad (2)$$

де  $A$  – маса агрегатів, відсіяних решетом 10 мм;

$B$  – загальна маса взятої проби.

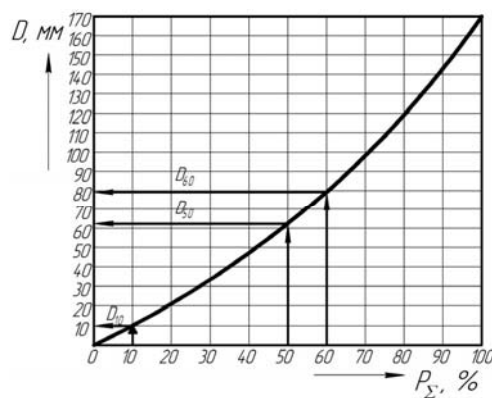
На основі отриманих даних визначався коефіцієнт різноподрібнення структурованих агрегатів  $K_p$ .

Для визначення  $K_p$  будувалася огіва отриманого розподілу діаметрів агрегатів [4] і на її основі знаходилося співвідношення

$$K_p = D_{60} / D_{10}, \quad (3)$$

де  $D_{60}$ ,  $D_{10}$  – середній діаметр частинок, що складають відповідно 60 і 10% за діаметром, мм.

Для цього на побудованих огівах розподілу (рис.2) визначали діаметри грудок, що відповідають вмісту відповідно 10 та 60%



$P_{\Sigma}$  – накоплений вміст;  $D$  – середній приведений діаметр фракції

Рисунок 2 - Огіва розподілу фракційного складу розпушеного ґрунту

А.М.Панченко запропонував ввести ще один показник якості розпушення, який він назвав ступінь подрібнення [3]. Цей показник не є загальноприйнятим, але являє собою певний інтерес і ми пропонуємо його розглянути у якості обговорення. У відповідності до[3] ступінь подрібнення ґрунту являє собою відношення  $I = D_H / D_K$ , де  $D_H$  та  $D_K$  - відповідно середньостатистичні розміри структурованих агрегатів до та після обробітку. При цьому  $D_H$  являє собою умовний приведений діаметр первісно відколотої призми ґрунту і визначається за формулою

$$D_H = \sqrt[3]{a \cdot b \cdot K_L}, \quad (4)$$

де  $a, b$  – відповідно глибини оранки та ширина захвату;

$K_L$  – приведений коефіцієнт довжини шару ґрунту, який зщалежить від довжини лінії зколу. Для глини обробівтку  $0,2 < a < 0,4$  м можна приймати  $K_L = 1,0$ . Знаючи глибину оранки, ширину захвату і визначивши за огівово розподілу фракційного складу  $D_K$  підраховуємо ступінь подрібнення.

Результати сухого просівування взятих проб представлені в табл.1 і 2. В зв'язку з тим, що полицевий плуг, чізель та плоскоріз не являлися метою наших досліджень, результати просівування взятих після їх проходу проб наведені без детального розбиття на фракції, але це виключає можливість обчислення коефіцієнта різноподрібнення структурних агрегатів.

Таблиця 1 - Відсотковий вміст грудок у взятих пробах ґрунту після проходу полицевого плуга, чізеля та плоскоріза

	Відсотковий вміст агрегатів, %		Коефіцієнт структурності
	< 10 мм	> 10 мм	
Полиневий плуг	27,4	72,6	0,38
Чізель (V- подібний)	24,3	75,7	0,32
Плоскоріз	10,1	89,9	0,11

Таблиця 2 - Відсотковий вміст грудок у взятих пробах ґрунту після проходу дискового плуга при різних кутах постановки диска

Діаметр отвору решета, мм	Кути постановки диска, град: $\alpha = 31,5$ $\beta = 26$		Кути постановки диска, град: $\alpha = 31,5$ $\beta = 17$		Кути постановки диска, град: $\alpha = 31,5$ $\beta = 8,0$		Кути постановки диска, град: $\alpha = 48,5$ $\beta = 8,0$	
	Приведений діаметр грудки, мм	Відсотковий вміст фракції	Приведений діаметр грудки, мм	Відсотковий вміст фракції	Приведений діаметр грудки, мм	Відсотковий вміст фракції	Приведений діаметр грудки, мм	Відсотковий вміст фракції
150	159	7,12	157	14,53	163	15,76	164	14,33
100	121	7,56	125	11,57	125	16,42	132	20,09
75	81	5,85	82	6,74	86	8,78	84	10,22
50	64	10,04	66	12,19	61	15,00	63	19,58
25	37	12,78	38	15,74	33	13,67	32	10,91
10	16	31,20	17	17,95	18	12,16	14	13,23
< 10	-	25,45	-	21,26	-	18,21	-	11,64
$K_{CT}$	0,34		0,27		0,22		0,13	
$K_P$	20,4		16,8		14,5		11,8	
I	28 - 31		20 - 23		18 - 21		12 - 15	

Проаналізуємо отримані результати.

За коефіцієнтом структурності якість розпушення після проходу дискового та полицевого плугів близька, але якщо у полицевого плуга її регулювати не можливо, то у дискового така можливість є і в досить широкому діапазоні. Особливість полягає ще в



тому, що в широкому діапазоні зміни кутів  $\alpha$  та  $\beta$  кількість грудок з приведеним діаметром 150 мм та вище є стабільною на рівні 14 – 15% за масою, але при збільшенні кута  $\beta > 20^\circ$  практично у двічі зменшується. При  $\beta > 20^\circ$  також на 30-40% збільшується кількість агрономічно цінних агрегатів. Таким чином, для роботи восени можна рекомендувати  $8^\circ < \beta < 20^\circ$ , весною –  $\beta > 20^\circ$ .

Аналіз значень коефіцієнта різноподрібнення структурних агрегатів дає його зростання з збільшенням кута  $\beta$  практично у два рази у порівнянні з мінімальним значенням. Це вказує на те, що зі збільшенням цього кута структура обробленого шару ґрунту стає більш неоднорідною – суттєво збільшується кількість мілких агрегатів при збереженні кількості агрегатів приведеним діаметром 50 – 75 мм. Тобто, тенденція аналогічна зміні коефіцієнта структурності.

Показник ступінь подрібнення має тенденцію до зростання зі збільшенням кута  $\beta$ , практично у два рази у досліджуваному діапазоні. Це теж свідчить про збільшення кількості мілких агрегатів.

Таким чином, всі три показники якості розпушення мають спільні тенденції до зміни при зміні кутів постановки диска. Це свідчить про можливість їх спільного використання для більш повної оцінки якості розпушення.

## Список літератури

1. Семенюта А.М. Математична модель дискового плуга/ А.М.Семенюта, О.В.Білокопитов, Б.А.Волик, В.О.Колбасін// Праці Таврійського державного агротехнологічного університету - Вип.10.Т.8. – Мелітополь: ТДАТУ,2010.– С.169- 176.
2. Панченко А.Н., Аналитические исследования крошения почвы с привлечением цифровой имитационной модели/ А.Н.Панченко, Б.А.Волик // Механізація сільськогосподарського виробництва/ Збірник наукових праць Національного аграрного університету. Том IV. Київ, 1998. – С.328-330.
3. Панченко А.Н. Теория измельчения почв почвообрабатывающими орудиями / Днепропетр. гос. агр. ун-т.- Днепропетровск, 1999. – 140с.
4. Волик Б.А. Розробка та дослідження чіпель-плуга на базі знарядь V-подібної форми: Автореф. дис...канд.. техн. наук: 05.05.11. – Дніпропетровськ, 1998. – 17с.

*Г.Теслюк, Б.Волик, А.Семенюта*

**Влияние различных вариантов постановки корпусов дискового плуга на структурно-агрегатный состав почвы**

В статье приведены результаты исследований, выполненных в рамках работ по созданию современной конструкции дискового плуга. Для выполнения полномасштабных экспериментов был создан плуг, в котором есть возможность изменять основные конструктивные параметры, такие как углы постановки диска в двух плоскостях, положение навески. Выполнена оценка качества крошения на основе коэффициентов структурности и разнородности структурных агрегатов. Полученные результаты приведены в сравнении с известными агрегатами для основной обработки почвы. технологии.

*G.Tesluk, B.Volik, A.Semenuta*

**Influence of different variants of raising of corps of disk plough on structural-aggregate composition of soil**

The results of researches are resulted in the article, works executed within the framework on creation of modern construction of disk plough. For implementation of polnomasshtabnykh experiments a plough which possibility to change basic structural parameters is in was created, such as there are corners of raising of disk two-plane, position of hinge-plate. The estimation of quality of krosheniya on the basis of coefficients of structuralness and raznozernistosti of structural aggregates is executed. The got results are resulted by comparison to known.

Одержано 14.09.11

УДК 631.361.85

О.А.Горбенко, доц., канд. техн. наук, О.Я.Чебан, інж.

*Миколаївський державний аграрний університет*

## Обґрунтування вибору конструкції і режимів роботи подрібнюючого модуля машини для подрібнення і протирання томатів

В статті виконано аналіз відомих типів подрібнювальних пристроїв плодоовочевої сировини і запропоновано конструкцію подрібнювального модуля машини для подрібнення та протирання томатів. Приведено результати експериментальних досліджень режимів роботи модуля. Визначено оптимальний швидкісний режим що забезпечує якість відокремлення соку і кондиційність насіння.

**комплектне обладнання, повний цикл переробки томатів, технологічна лінія, модуль подрібнення, швидкісні режими**

Збільшення обсягів виробництва томатів та попиту на продукцію їх переробки робить актуальним розробку і впровадження в виробничих умовах комплектного обладнання, що забезпечуватиме повний цикл переробки томатної сировини з можливістю отримання кондиційного насіння, яке може бути використано в подальшому як посівний матеріал.

Аналіз конструкцій відомих технологічних ліній переробки томатів дозволив запропонувати комплексну технологічну лінію повного циклу переробки томатів з виділенням насіння [1] в склад якої входить машина для відокремлення плодоовочевого та ягідного соку з м'якоттю [2], що здійснює одночасне виконання 2-ох технологічних операцій подрібнення і протирання сировини.

Якість виконання технологічного процесу залежить від ступеня подрібнення сировини, розділення на фракції (сік, шкірка, насіння) та відокремлення насіння з мінімальним ступенем травмування. Для інтенсифікації процесу розділення сировини на фракції і відокремлення соку, а також забезпечення мінімізації травмування насіння томатів в конструкції машини [2] пропонується використання модуля подрібнення, конструктивне рішення якого розроблено після проведення ґрунтового аналізу відомих подрібнювальних пристроїв

У вітчизняній та зарубіжній практиці наукових розробок для подрібнення плодів [3], в тому числі і томатів, використовуються типи подрібнювальних пристроїв, що здійснюють:

- подрібнення різанням;
- однобарабанне подрібнювання ударної дії (з глухим або прохідним підбарабанням);
- двохбарабанне подрібнювання комбінованої дії;
- подрібнення роздавлюванням (валками або барабаном);
- подрібнення методом відносного зрушення.

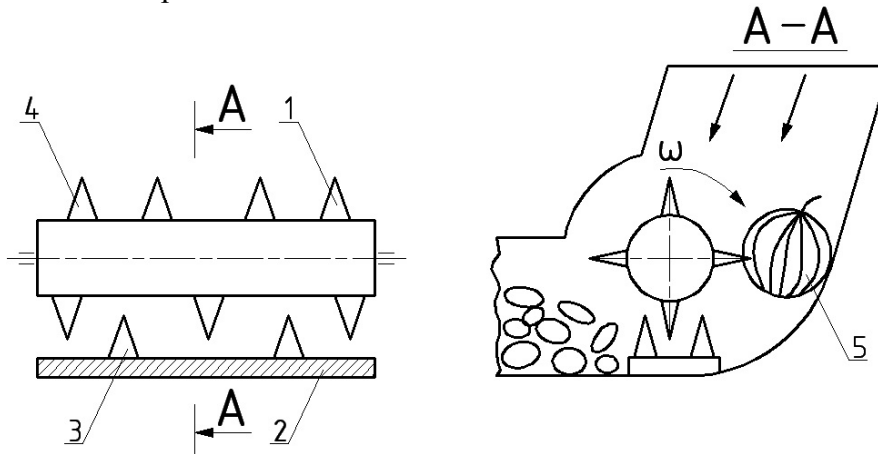
Дослідженням процесу подрібнення плодів займалися такі науковці як: І.Ф.Анісімов, О.Ангелов, М.Камдзеліс, Б.М.Ємелін, М.М.Овчаров та інші.

Якісну сторону процесу відокремлення соку визначає значною мірою первинна операція — подрібнення плодів. Отже, пристрій що подрібнює, призначений для цієї мети, з повною підставою можна вважати найбільш важливим робочим органом в машинах для подрібнення, оскільки саме його робота визначає найбільш істотні

показники роботи всієї машини.

Для прийняття рішення щодо конструкції модуля подрібнення машини для подрібнення і протирання томатної сировини виконано аналіз стосовно конструкцій подрібнювальних пристроїв відповідно зазначеній класифікації.

Найбільш придатними для використання при подрібненні томатів визначено однобарабанный подрібнювач ударної дії з глухим підбарабанням (рис.1) [3]. Він застосовується для подрібнення томатів на насіннєвих лініях в машині СОМ-2.

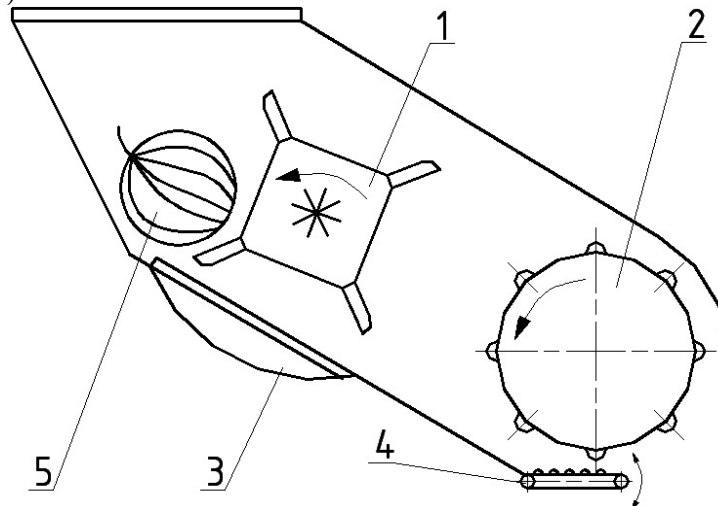


1 – барабан; 2 – глухе підбарабання; 3 – зуби підбарабання; 4 – зуби барабана; 5 – плід

Рисунок 1 – Подрібнювальний барабанный пристрій ударної дії з глухим підбарабанням

При обертанні зуби барабана проходять між зубами нерухокої глухої деки і здійснюють подрібнення плодів. Зуби на барабані розташовані по гвинтовій лінії, що забезпечує краще протягання матеріалу. Цей тип пристрою для подрібнення не знайшов широкого поширення, оскільки відсутнє регулювання ступеня подрібнення плодів.

Подрібнювальний пристрій комбінованої дії включає штифтовий і бильний барабани (рис. 2).



1 – штифтовий барабан; 2 – бильний барабан; 3 – підбарабання штифтового барабана;  
4 – підбарабання бильного барабана; 5 – плоди

Рисунок 2 – Подрібнювальний пристрій комбінованої дії

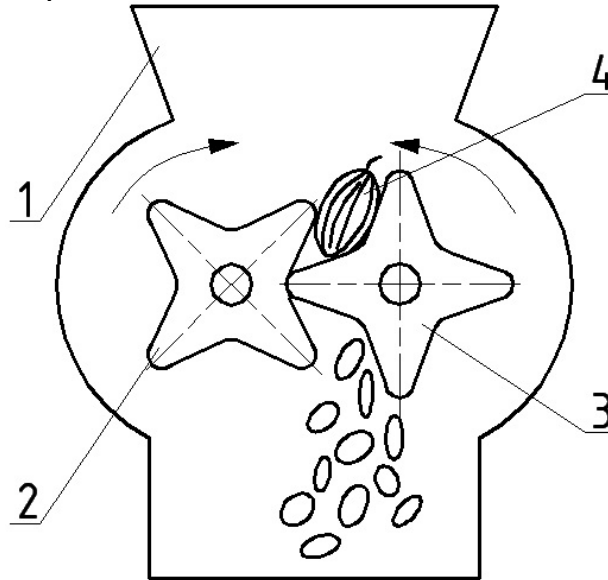
Штифтовий барабан здійснює попереднє подрібнення плодів на крупні фракції, при цьому частково звільняється насіння. Бильний барабан здійснює витирання зв'язаного насіння, що залишилося. Таким чином, комбінована дія двох типів барабанів

забезпечує подрібнення плодів і звільнення насіння. Недоліком є утворення дрібної фракції, що має негативний вплив при процесі протирання.

В зарубіжній практиці використовують пристрої що подрібнюють методом роздавлювання.

Давильні вальці застосовуються на машині для виділення насіння з огірків, розробленою [4] в США (рис. 3).

Давильний барабан застосовується на причіпній машині НН-500 для виділення насіння з огірків безпосередньо в полі.

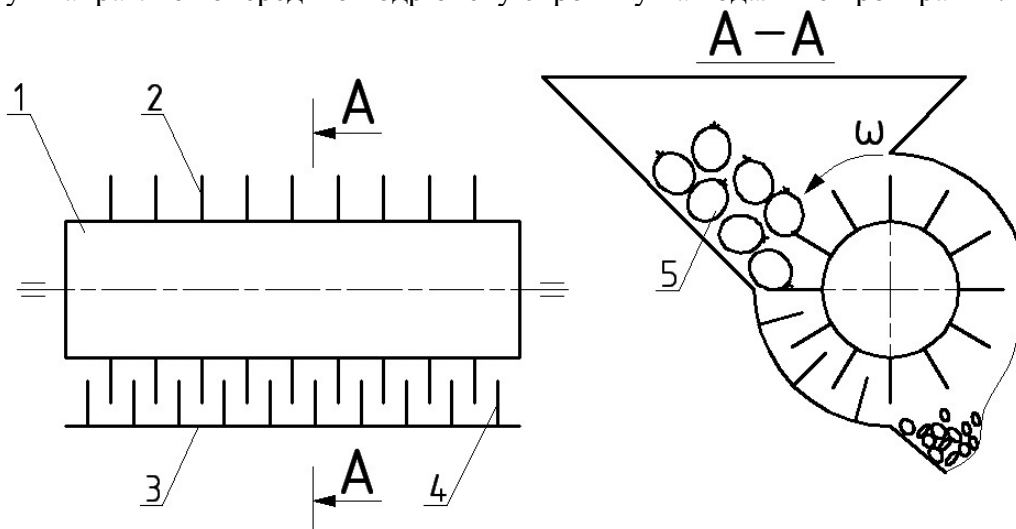


1 – кожух; 2, 3 – давальні вальці; 4 – плоди

Рисунок 3 – Подрібнення давальними вальцями

Перевага пристроїв, що подрібнюють методом роздавлювання, (рис. 3) у практично відсутності дрібної фракції, що покращує процес відокремлення шкірки.

З урахуванням недоліків відомих подрібнювальних пристроїв запропоновано конструкцію подрібнювального модуля (рис.4), в який входить штифтовий рухомий барабан з можливістю регулювання зазору, нерухоме підбарабання, що має похилу частину і направляє попередньо подрібнену сировину на подальше протирання.



1 – барабан; 2 – штифти; 3 – нерухоме підбарабання; 4 – штифти підбарабання; 5 – плід

Рисунок 4 – Подрібнювальний модуль ударної дії з нерухомим підбарабанням

Для підтвердження ефективності використання подрібнювального модуля машини для подрібнення та протирання томатів проведено лабораторні дослідження режимів роботи.

Якість розділення томатної сировини на фракції (сік, шкірка, насіння) залежить від процесу первинного подрібнення. Ступінь подрібнення плодів визначається швидкісними режимами подрібнювального барабану.

В конструкції подрібнювального модуля при подрібнюванні томатів передбачено можливість регулювання зазору між рухомими і нерухомими бичами. Величина зазору може коливатися в межах 10-25мм.

Процес протирання подрібненої маси, який відбувається на наступному етапі розділення на фракції найкраще виконується при наявності не менше 20% фракції, що має розміри 10-30мм.

Для визначення швидкісних режимів [5] при яких можна отримати максимальну кількість такої фракції проведено експериментальні дослідження при таких швидкостях обертання подрібнювального барабану модуля: 5, 8, 11, 14, 17, 20, 23 м/с.

При швидкісних режимах 5 і 8 м/с крупні фракції розміром 30-50; і більше 50 мм складають 86-90%. Дрібна фракція розміром до 10 мм не перевищує 6%. Незначний вміст дрібної фракції в подрібненій масі забезпечує якісний вихід фракції сік.

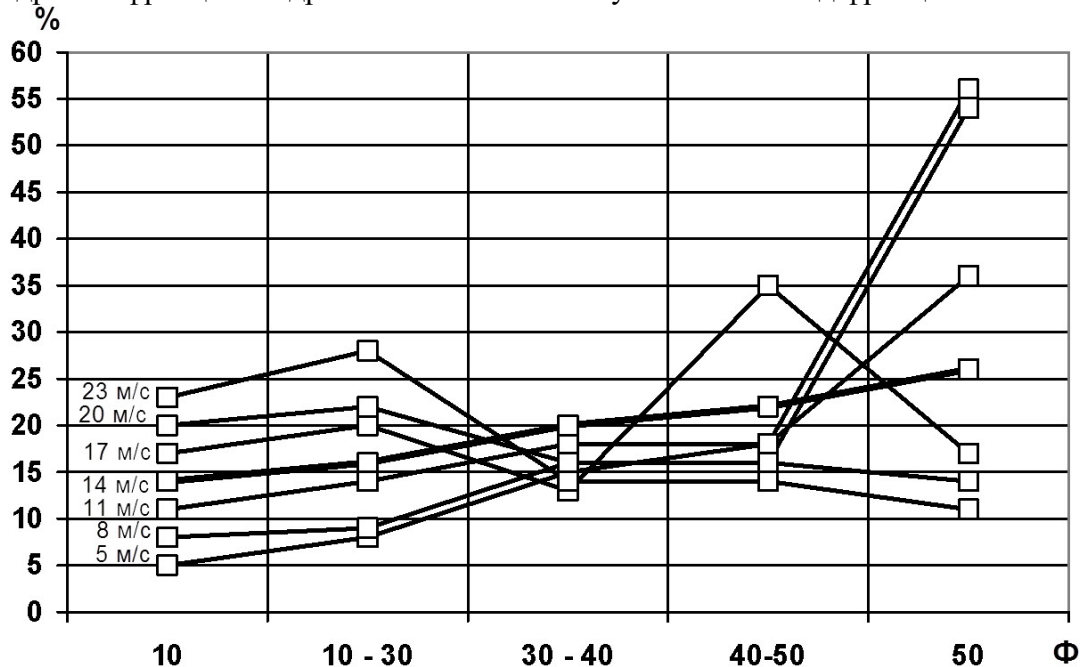


Рисунок 5 – Динаміка процентного вмісту великої фракції (Ф) подрібненої маси плодів томата залежно від режимів роботи подрібнювального барабану (м/с)

Зміна фракційного складу подрібненої маси плодів томата залежно від режимів роботи подрібнювального пристрою графічно представлена на рис. 5. З графіка видно, що якщо при швидкісних режимах подрібнювального пристрою 5-11 м/с дрібна фракція до 10 мм не перевищує 13%, то при швидкісному режимі 14 м/с - 17%. При подальшому підвищенні швидкісних режимів до 17, 20 і 23 м/с вміст дрібної фракції різко підвищується до 25-33%. В той же час, відповідно результатам експериментальних досліджень, швидкісні режими 5, 8 і 11 м/с не забезпечують якість проходу фракції - сік. З підвищенням швидкісних режимів спостерігається збільшення в загальній подрібненій масі дрібної фракції розміром до 10 мм.

При проведенні експериментальних досліджень спостерігався вплив режимів подрібнювального пристрою на якість насіння. Після проведеного аналізу відмічено, що навіть при підвищених режимах подрібнення насінних плодів травмування насіння практично не відбувається. Зміна режимів роботи подрібнювального пристрою

відбивається на якості насіння з точки зору їх чистоти, але існує можливість їх доведення до посівних кондицій.

Проведений аналіз конструкцій відомих подрібнювальних пристроїв дозволив розробити конструктивне рішення подрібнювального модуля машини для подрібнення і протирання томатів.

Проведення експериментальних досліджень режимів роботи модуля дозволило зробити висновок, що найбільш, ефективним швидкісним режимом є режим 14 м/с при якому подрібнена фракція розмірами 10-30мм складає 17%, що являється оптимальним для забезпечення якості відокремлення соку і, окрім того, не має негативного впливу на якість (травмування) відокремленого насіння

## Список літератури

1. Пат. 58968 U України, МПК A23N15/00. Комплексна технологічна лінія повного циклу переробки томатів з виділенням насіння / Чебан О.Я., Пастушенко С.І, Горбенко О.А., Огієнко М.М, Горбенко Н.А. - заявл. 05.11.10; Опубл. 26.04.11. Бюл. №8.
2. Пат. 32413 U України, МПК A23N15/00. Машина для відокремлення плодоовочевого та ягідного соку з м'якоттю / Чебан О.Я., Пастушенко С.І, Горбенко О.А., - заявл. 28.01.08; Опубл. 12.05.08. Бюл. №9.
3. Анисимов И.Ф. Машины и поточные линии для производства семян овощебахчевых культур / И.Ф. Анисимов – Кишинев: Штиинца, 1987. – 292с.
4. Зайвов А. Исследования върху механизированного отделения на семена из дыни / А. Зайвов. Сельскостопанская техника. 1980. №7.– С. 77-82.
5. Мельников С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Роцин – Ленинград: Колос, 1980.

*Е. Горбенко, А. Чебан*

**Обоснование выбора конструкции и режимов работы измельчающего модуля машины для измельчения и протиранки томатов**

В статье выполнен анализ известных типов измельчающих устройств плодоовощного сырья, и предложена конструкция измельчающего модуля машины для измельчения и протиранки томатов. Приведены результаты экспериментальных исследований режимов работы модуля. Определенно оптимальный скоростной режим что обеспечивает качество отделения сока и кондиционных семян.

*Е. Gorbenko, A. Cheban*

**Ground of choice of construction and modes of operations of the grinding down module of machine for growing and wiping out of tomatoes shallow**

The analysis of the known types of grindings down devices of fruit and vegetable raw material is executed in the article, and the construction of the grinding down module of machine is offered for growing and wiping out of tomatoes shallow. The results of experimental researches of the modes of operations of the module are resulted. Certainly the optimum speed mode that provides quality of separation of juice and standard seed.

Одержано 15.09.11

УДК 681.325

А.Г. Лукашенко, докторант, канд. техн. наук, Д.А. Лукашенко, асп., С.А. Міценко, здобувач

*Черкаський державний технологічний університет*

## Методологія організації бази даних на основі теорії неповної подібності та розмірностей

На основі теорії неповної подібності та розмірностей, при відсутності аналітичного опису залежності визначального переліку параметрів об'єктів дослідження, запропонована методологія. Її особливістю є простота, універсальність та наочне формування в оптимальні групи об'єктів дослідження по графіку залежностей критеріїв подібності, які включають основні технічні параметри. Мала кількість об'єктів в групі скорочує час процесу проектування, збільшується якість та зменшується вартість оригіналу.

**база даних, теорія неповної подібності, розмірності, об'єкт дослідження**

Розробка науково-практичних основ по спрощенню та формалізації процесу створення бази даних, являє собою одну із першочергових задач при проектуванні. В умовах обмеженого часу на проектування спеціалізованих об'єктів дослідження, створення оптимальної бази даних з відповідними найкращими параметрами є задача актуальна.

Вирішити цю проблемну задачу пропонується за рахунок використання фізичного моделювання на базі теорії неповної подібності та розмірностей.

Фізичне моделювання подібностей на основі аналізу розмірностей визначальних параметрів об'єктів переміщення та використання  $\pi$  – теореми, дозволяє просто реалізувати складні задачі при проектуванні нової системи переміщення [2]. Фізична модель відповідає п'яти умовам подібності двох об'єктів (оригіналу та моделі) завдяки їх фізичній однорідності[2].

Перелік визначальних величин оригіналу та моделі, аналіз розмірностей цих величин дозволяють знайти критерії подібності. Критеріальні співвідношення допомагають встановити якісні та кількісні зв'язки оригіналу й моделі, за допомогою яких можна отримати масштабні рівняння.

В умовах, коли аналітичний вираз функціональної залежності між усіма параметрами невідомий, тоді для формування масштабних рівнянь використовують умовні критерії подібності. Умовними критеріями подібності називаються прості безрозмірні степеневі комплекси, що формуються тільки із визначальних величин, без включення безрозмірних постійних визначального рівняння [2].

Ефективний метод організації бази даних на основі теорії неповної подібності та розмірностей включає наступну послідовність:

- 1) – створюється перелік існуючих сучасних фізично однорідних об'єктів,
- 2) – формується перелік визначальних величин, вплив яких на процес роботи об'єктів дослідження найбільш значний,
- 3) – визначається набір визначальних величин із п.2, синтез яких має фізичне тлумачення, що характеризує ті чи інші узагальнені властивості об'єктів дослідження,
- 4) – створюється математичний опис визначальних параметрів у вигляді функціональної залежності,
- 5) – визначаються умовні критерії подібності по результатам п.4,

- 6) – створюється критеріальне рівняння,  
 7) – будується знаково-образна модель, у вигляді залежності між основними технічними параметрами об'єктів дослідження в безрозмірних координатах,  
 8) – формуються групи об'єктів дослідження у яких значення безрозмірних координат незначно відрізняються один від одного.  
 9) – визначається оптимальна група об'єктів дослідження, у якої величини параметрів найближче відповідають вимогам ТЗ.  
 10) – визначаються напрямки конструкторських робіт для проектування нової або удосконалення визначеної в оптимальній групі моделі.

Підтвердження вищесказаного показано нижче, де об'єктом дослідження є автомобілі марки ВАЗ (табл. 1)

Таблиця 1 – Основні технічні характеристики автомобілів вітчизняних та ближнього зарубіжжя

№	Марка автомобіля	$q$ , л/тр/км	$N$ , л.с.	$p$ , кг	$V$ , км/ч	$n$ , об/мин	$v$ , л/тр
1	Ваз 21101	5,3	80	1020	170	5200	1,6
2	Ваз 21104	5,5	89	1050	180	5000	1,6
3	Ваз 21112	7,5	80	1050	165	5200	1,6
4	Ваз 21114	7,7	89	1080	185	5000	1,6
5	Ваз 21121	7,5	80	1040	165	5200	1,6
6	Ваз 21124	7,7	89	1070	185	5000	1,6
7	Ваз 2104	7,4	71	1020	145	5600	1,5
8	Ваз 2107, Росія	9,5	71	1030	150	5600	1,5
9	Ваз 1118, «Калина»	8,5	80,2	1080	165	5000	1,596
10	Ваз 21043, Україна	7,4	71	1020	145	5600	1,452
11	Ваз 2107, Україна	7,2	71	1030	150	5600	1,592
12	Ваз 2108	6,0	63,9	900	148	5600	1,3
13	Ваз 2108	5,7	63,9	915	148	5600	1,3

Перелік та основні технічні параметри автомобілів різних марок. зведені в таблицю 1, де визначальними величинами є:

- $q$  – контрольні витрати пального;  
 $N$  – максимальна потужність двигуна;  
 $p$  – вага автомашини у спорядженому стані;  
 $V$  – максимальна швидкість руху;  
 $n$  – число оборотів валу двигуна;  
 $v$  – робочий об'єм паливної камери.

Математичний опис означальних параметрів, що представленні в табл. 1, має наступний вигляд:

$$\Phi = (q, N, p, V, n, v) = 0.$$

В якості основних незалежних одиниць вибирається  $v, N, p$ .

В цьому випадку рівняння в критеріальній формі (відповідно  $\pi$ - теореми) приймає вигляд



$$\Phi_1\left(\frac{N}{pV}; \frac{vn}{qV}\right) = 0,$$

де фізичне тлумачення критеріїв подібності можливо розглядати наступним чином:

$[(vn)/(qV)]$  – величина, пропорційна коефіцієнту використання палива;

$[N/pV]$  – величина, пропорційна ККД машини.

Графік формування в групі об'єктів переміщення по технічним параметрам у безрозмірних координатах представлений на рис.1.

Отже, на основі теорії неповної подібності та розмірностей, при відсутності аналітичного опису залежності визначального переліку параметрів об'єктів переміщення, запропонована методологія формування в оптимальні групи об'єктів переміщення по відповідним технічним параметрам. Відмінною особливістю є простота, універсальність та наочність. Це дозволяє прискорити процес оптимізації деяких параметрів об'єктів переміщення при їх проектуванні або спростити вибір відповідної марки об'єктів переміщення на ринку збуту. Завдяки значному зменшенню кількості об'єктів в групі зменшується час на вибір моделі, на визначення резерву по необхідним параметрам та з'являється можливість застосовувати режим автомоделювання, цим скорочується час процесу проектування, збільшується якість та зменшується вартість оригіналу, що проектується. Робота для удосконалення деяких параметрів об'єкту дослідження проводиться з базою даних, що отримані тільки в цій групі.

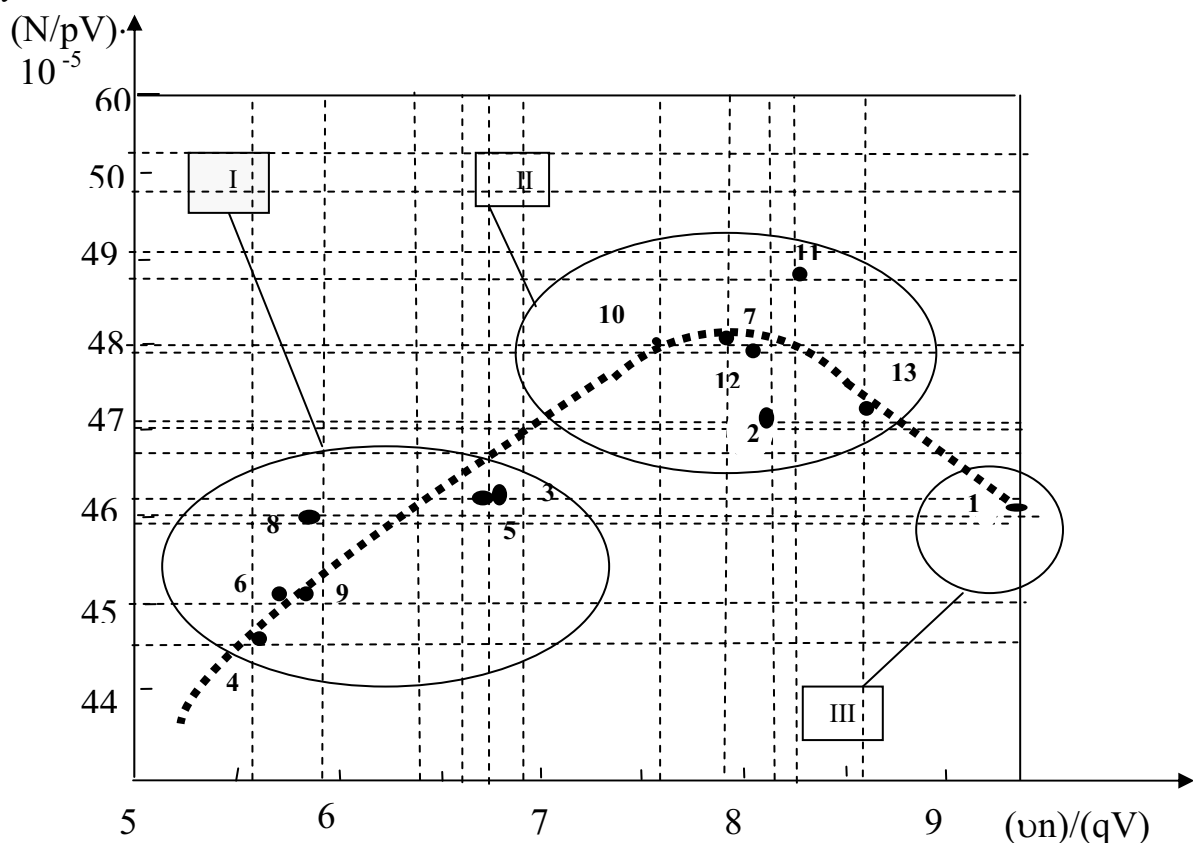


Рисунок 1 – Графік формування в групі об'єктів переміщення по технічним параметрам у безрозмірних координатах

## Список літератури

1. Порівняльний аналіз методів для виявлення якісних параметрів об'єкту дослідження / [Лукашенко А.Г., Зубко І.А., Міценко С.А.] // Тр. 5 МНПК, «Honors High School - 2009». – Софія: «Бял ГРАД-БГ» ООД, 2009. – т. 7. – С. 47-50.
2. Анализ значимых параметров объекта перемещения на основе теории неполного подобия и размерностей / [Шеховцов Б.А., Лукашенко В.М., Лукашенко А.Г., Лукашенко М.Г.] // Тр. III Междунар. НПК “Умение и нововведения”. – Софія: «Бял ГРАД-БГ» ООД, 2007. – Т. 10. – С.35-38.
3. Ефективний метод організації бази даних на основі теорії неповної подібності та розмірностей / Лукашенко А.Г., Шеховцов Б.А., Зубко І.А., Сокур О.П., Лукашенко В.М. // Матеріали VII Міжнародна научно-практична конференція, «Moderni vymozenosti vedy - 2011». – Прага: «Education and Science», 2011. – С.73-76.

*А. Лукашенко, Д. Лукашенко, С. Миценко*

### **Методология организации базы данных на основе теории неполного подобия и размерности**

На основе теории неполного подобия и размерностей, при отсутствии аналитического описания зависимости определяющего перечень параметров объектов исследования, предложенная методология. Ее особенностью является простота, универсальность и наглядное формирование в оптимальные группы объектов исследования по графику зависимостей критериев подобия, включающих основные технические параметры. Малое количество объектов в группе сокращает время процесса проектирования, увеличивается качество и уменьшается стоимость оригинала.

*A. Lukashenko, D. Lukashenko, S. Mitsenko*

### **Methodology of the database based on the theory of incomplete similarity and dimensional**

Proposed methodology in the absence an analytical description of the depending determining the list parameters of objects research based on the theory of incomplete similarity and dimensional. Its feature is the simplicity, versatility and visual formation in optimal group of objects research on schedule dependency similarity criteria, which include the basic technical parameters. A small number of objects in a group reduces time the design process, increases quality and reduces cost of the original.

Одержано 02.08.11

УДК 631.362.3

**С.П. Степаненко, канд. техн. наук***Національний науковий центр "Інститут механізації та електрифікації сільського господарства", смт.Глеваха*

## Аналітичні дослідження впливу двонаправленої вібрації робочих органів сепаратора на інтенсифікацію процесу розділення зерна

Наведено аналітичні дослідження щодо, уточнення математичної моделі вібропневматичного розділення сипких сумішей з двонаправленою вібрацією робочих органів. Досліджено диференційні рівняння коливального руху робочої поверхні вібропневматичного сепаратора за умови додаткового впливу на зерновий матеріал коливального руху деки для штучного гальмування шару.

**розділення зерна, віброзрідений шар, дека, розпушувач-інтенсифікатор, коливальний рух**

**Проблема.** Розділення зернових і насінневих сумішей за густиною є найефективнішим способом підвищення якості насіння і продуктів переробки продовольчого зерна, оскільки густина зерна знаходиться у тісному кореляційному зв'язку з його якісними показниками [1]. Останні дослідження обмежувались розглядом дії сил тертя та нормальної реакції опори на матеріальну точку [1, 2, 3, 9].

Під час протікання процесу сепарації на решітному стані відбувається складний технологічний процес, який ускладнюється поперечним рухом шарів сепаруючої суміші, ймовірними процесами руху зерна в отвори решітного стану, передачею імпульсної енергії від робочої поверхні до зернини та зернового шару в цілому. В кінцевому результаті ці фактори впливають на роботу машини та на пропускну здатність решітного стану сепаратора. Необхідно приділити увагу також процесам інтенсифікації на решітних поверхнях, які теж впливають, як на продуктивність сепаратора, так і на якість його роботи.

### **Аналіз останніх досліджень та публікацій.**

Аналітичним дослідженням руху решета у складі машинних агрегатів, в тому числі зернозбиральних, та машинам для післязбиральної обробки зернових було приділено достатньо уваги як закордонними, так і вітчизняними науковцями [5, 9, 10, 11, 12, 13, 14]. Однак, дослідження одночасного впливу коливального руху решета та рухомих дек на шар зернової суміші майже не велися.

**Мета дослідження.** Проведення аналітичних досліджень впливу параметрів коливального руху решітного стану та рухомої деки на зерновий матеріал для штучного гальмування шару у вібропневматичному сепараторі на якісні показники його роботи.

**Результати дослідження.** Математичне моделювання коливального руху зернівки на поверхні решітного стану з додатковим впливом на зерновий матеріал коливального руху деки вібропневматичного сепаратора, розробленого в ННЦ «ІМЕСГ» [3, 4, 6], розглянемо на побудованій схемі, рис.1.

При аналізі роботи решітного стану сепаратора було визначено, що найбільш важливими будуть коливання робочої поверхні та імпульсно-періодична передача енергії по висоті віброзріженого шару від віброзбуджувача, а також часткова передача коливань від коливань деки з розпушувачами-інтенсифікаторами [4] з нижніх ущільнених шарів до верхніх більш розпушених шарів зернового середовища, що в достатній мірі підвищує пористість динамічного середовища, як показали попередні

дослідження [4, 5, 15].

В статті наведений розв'язок задачі в випадку дії на зернову суміш коливального руху решета (сила інерції (1)) та коливального руху рухомої деки (сила інерції (2)), напрямки коливань яких різні ( $\beta \neq \beta_1$ ):

$$I = (m_0 - m) \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t), \quad (1)$$

$$I = (m_0 - m) \cdot A \cdot \omega_1^2 \cdot \sin(\omega_1 \cdot t), \quad (2)$$

де  $m$  – маса частки зерна, кг;

$m_0$  – маса сипкого середовища в об'ємі, що дорівнює об'єму частки, кг;

$A$  – амплітуда коливань решітного стану, м;

$\omega$  – частота коливань решета,  $\text{с}^{-1}$ ;

$\omega_1$  – частота коливань рухомої деки,  $\text{с}^{-1}$ ;

$t$  – час сепарації, с;

$\beta$  – кут вібрації від сили інерції від 1-го віброзбуджувача, рад. (рис.1);

$\beta_1$  – кут вібрації від сили інерції від 2-го віброзбуджувача, рад. (рис.1).

Представимо вібропневматичний сепаратор у вигляді плоскої моделі на двох однакових рухомих опорах, сам сепаратор віднесено до нерухомої відносно поверхні поля системи координат (рис.1).

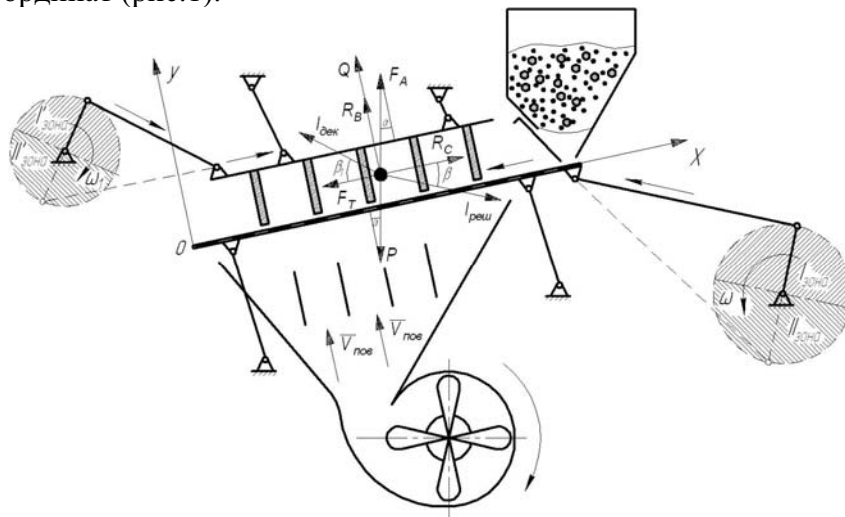


Рисунок 1 - Схема силової взаємодії на зернівку в динамічній моделі вібропневматичного сепаратора

Для спрощення побудови математичної моделі руху зернівки на коливальній поверхні решітного стану та аналітичного виведення диференціальних рівнянь, а також системного аналізу коливальних рухів решітної поверхні вібропневмосепаратора та деки для віброзбудження зернового матеріалу, зробимо ряд припущень [5]:

а) зернівка, до якої прикладені сили, які діють в системі «зернова суміш-решето», відмінна за питомою вагою від усіх часток зернової суміші;

б) коливальний рух, який передається від віброзбуджувача решітному стану сепаратора, здійснює поздовжні коливання за законом:

$$X_{np} = A \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi), \quad (3)$$

де  $\varphi$  – фазовий кут відхилення ексцентрикового валу, рад;

в) повітряний потік, який нагнітається під робочою поверхнею решітного стану, направлений перпендикулярно поверхні решета та сталий по площі поверхні, яка просівається і діє на частку з силою [15]:

$$R_b = f(Re) \cdot \frac{F_m \cdot \rho_n \cdot (V_b)^2}{2}, \quad (4)$$

де  $F_m$  – міделевий переріз частки зерна, м<sup>2</sup>;

$f(Re)$  – коефіцієнт опору, що залежить від числа Рейнольда;

$\rho_n$  – густина повітряного потоку, кг/м<sup>3</sup>;

$V_b$  – швидкість повітряного потоку в шарі зерна, м/с.

г) розглядаючи зернову суміш, як вібров'язке середовище, припустимо, що на частку зерна діє сила опору вібров'язкого середовища, яка за своїм характером відповідає закону Стокса:

$$R_c = 3 \cdot \pi \cdot v \cdot \rho_n \cdot (1 - \varepsilon) \cdot d \cdot V_{x,y}, \quad (5)$$

де  $v$  – коефіцієнт опору вібров'язкого середовища;

$V_{x,y}$  – відносна швидкість зернівки, м/с.

д) для збільшення пористості зернової суміші, а відповідно і вертикального переміщення повноцінних зерен в шарі, було прийнято рішення [6] штучно інтенсифікувати зерновий шар за рахунок введення в нього рухомої деки з пасивними розпушувачами, які діють на частку з силою  $Q$  [15]:

$$Q = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_q^2 \cdot \rho_n \cdot g \cdot (H_{ш} - y - r_q) \cdot [1 + 2 \cdot \operatorname{tg}^2(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2})], \quad (6)$$

де  $r_q$  – еквівалентний радіус частки, м;

$g$  – гравітаційна стала, м/с<sup>2</sup>;

$H_{ш}$  – висота зернового шару, м;

$y$  – початкова висота зернівки, яка є функцією часу, м;

$\varphi$  – внутрішній кут тертя.

Відповідно до схеми силової взаємодії зернівки, середовища і опорної поверхні (рис.1) рівняння руху частки буде мати вигляд:

$$m \cdot \ddot{a} = \bar{P} + \bar{F}_A + \bar{F}_T + \bar{R}_b + \bar{R}_c + \bar{I}_{PEШ} + \bar{I}_{ДЕК} + \bar{Q}, \quad (7)$$

де  $a$  – абсолютне прискорення частки, м/с<sup>2</sup>;

$\bar{F}_T$  – сила опору руху частки;

$\bar{F}_A$  – виштовхуюча сила Архімеда.

З метою подальшого одержання замкнених розв'язків, силу взаємодії частки із вібропневмозрідженим середовищем приймаємо пропорційною швидкості її переміщення в шарі. У межах цих припущень координати траєкторії частки задовольняють системі незв'язаних лінійних диференціальних рівнянь, яку запишемо у вигляді:

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{x} = m \cdot (\Delta - 1) \cdot g \cdot \sin \alpha + m \cdot (\Delta - 1) \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \cos \beta - \\ - m \cdot (\Delta - 1) \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \cos \beta_1 + 3 \cdot \pi \cdot v \cdot \rho_n \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \dot{x} - f \cdot m \cdot g; \\ m \cdot \ddot{y} = m \cdot (\Delta - 1) \cdot g \cdot \cos \alpha - m \cdot (\Delta - 1) \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \sin \beta + \\ + m \cdot (\Delta - 1) \cdot A \cdot \omega_1^2 \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) \cdot \sin \beta_1 + 3 \cdot \pi \cdot v \cdot \rho_n \cdot (1 - \varepsilon) \cdot d \cdot \dot{y} + \\ + f(Re) \cdot \frac{F_m \cdot \rho_n \cdot (V_b)^2}{2} - Q_1 \cdot y + Q_2; \end{cases} \quad (8)$$

Всі члени правої частини рівняння (8) є функцією пористості вібропневмозрідженого шару, величина якої залежить від кінематичних, технологічних і конструкційних параметрів робочих органів.

Зробивши наступні заміни в диференційному рівнянні спроектованому на вісь  $y$ :

$$a = (\Delta - 1) \cdot g \cdot \cos \alpha + \frac{Q_2}{m} + f(\text{Re}) \cdot \frac{F_m \cdot \rho_n \cdot (V_b)^2}{2},$$

$$b_1 = A \cdot \omega^2 \cdot (\Delta - 1) \cdot \sin \beta; \quad b_2 = A \cdot \omega_1^2 \cdot (\Delta - 1) \cdot \sin \beta_1,$$

$$c = \frac{3 \cdot \pi}{m} \cdot v \cdot \rho_n \cdot (1 - \varepsilon) \cdot d; \quad d = \frac{Q_1}{m}.$$

Отримаємо диференційне рівняння другого порядку в спрощеному вигляді:

$$\ddot{y} - c \cdot \dot{y} + d \cdot y - a = b_2 \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) - b_1 \cdot \sin(\omega \cdot t). \quad (9)$$

Знайдемо загальний розв'язок рівняння без правої частини, при цьому характеристичне рівняння прийме вигляд:

$$\lambda^2 - c \cdot \lambda + d = 0, \quad (10)$$

загальний розв'язок такого рівняння, при умові  $c \neq 0$ , запишемо у вигляді:

$$y_1 = C_1 \cdot e^{\frac{1}{2}t \cdot (c + \sqrt{c^2 - 4d})} + C_2 \cdot e^{\frac{1}{2}t \cdot (c - \sqrt{c^2 - 4d})}, \quad (11)$$

де  $C_1, C_2$  - сталі коефіцієнти.

Використовуючи метод варіації постійних [17] та підставляючи початкові умови  $t = 0; y = 0; \dot{y} = 0$ , знаходимо рішення диференційного рівняння (9):

$$y(t) = \frac{B_1 \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) - B_2 \cdot \sin(\omega \cdot t) + B_3 \cdot \cos(\omega_1 \cdot t) + B_4 \cdot \cos(\omega \cdot t) + D}{A} + C_1 \cdot e^{\lambda_1 t} + C_2 \cdot e^{\lambda_2 t}. \quad (12)$$

Швидкість частки у вібропневмозрідженому шарі зерна можна описати наступним рівнянням:

$$V_y(t) = \frac{B_1 \cdot \omega_1 \cdot \cos(\omega_1 \cdot t) - B_2 \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t) - B_3 \cdot \omega_1 \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) - B_4 \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t)}{A} + C_1 \cdot \lambda_1 \cdot e^{\lambda_1 t} + C_2 \cdot \lambda_2 \cdot e^{\lambda_2 t}, \quad (13)$$

де

$$\lambda_1 = \frac{1}{2} \cdot (c + \sqrt{c^2 - 4d}); \quad \lambda_2 = \frac{1}{2} \cdot (c - \sqrt{c^2 - 4d});$$

$$A = d \cdot (c^2 \cdot d^2 \cdot \omega^2 + c^2 \cdot d^2 \cdot \omega_1^2 - 2 \cdot d^2 \cdot \omega^2 \cdot \omega_1^2 + 4 \cdot d^2 \cdot \omega^2 \cdot \omega_1^2 + \omega^4 \cdot \omega_1^4 - 2 \cdot \omega^4 \cdot \omega_1^2 - 2 \cdot d^3 \cdot \omega_1^2 + 2 \cdot d^2 \cdot \omega^2 + d^2 \cdot \omega^4 + d^2 \cdot \omega_1^4 + d^4 + c^2 \cdot d \cdot \omega_1^4 \cdot \omega^2 - 4 \cdot d \cdot c^2 \cdot \omega_1^2 + c^4 \cdot \omega_1^2 \cdot \omega^2 + c^2 \cdot \omega^4 \cdot \omega_1^2);$$

$$B1 = b_2 \cdot (d^4 + d^2 \cdot \omega_1^4 - 2 \cdot d^3 \cdot \omega^2 - d^3 \cdot \omega_1^2 - \omega^4 \cdot \omega_1^2 \cdot d - \omega^2 \cdot \omega_1^2 \cdot c^2 \cdot d + d^2 \cdot \omega^2 \cdot c^2 + 2 \cdot d^2 \cdot \omega^2 \cdot \omega_1^2);$$

$$B2 = b_1 \cdot (d^4 - d^2 \cdot \omega_1^4 + 2 \cdot d^3 \cdot \omega_1^2 + d^3 \cdot \omega^2 + \omega^2 \cdot \omega_1^4 \cdot d - \omega_1^2 \cdot c^2 \cdot d^2 - 2 \cdot d^2 \cdot \omega_1^2 \cdot \omega^2 + d \cdot \omega^2 \cdot \omega_1^2 \cdot c^2);$$

$$B3 = b_2 \cdot (d \cdot \omega_1 \cdot \omega^2 \cdot c^3 + \omega^4 \cdot \omega_1 \cdot c \cdot d + d^3 \cdot c \cdot \omega_1 - 2 \cdot d^2 \cdot \omega_1 \cdot \omega^2 \cdot c);$$

$$B4 = b_1 \cdot (2 \cdot d^2 \cdot c \cdot \omega_1^2 \cdot \omega - \omega \cdot \omega_1^2 \cdot c^3 \cdot d - d^3 \cdot c \cdot \omega - d \cdot \omega_1^4 \cdot \omega \cdot c);$$

$$C1 = \frac{(B_3 + B_4) \cdot \lambda_1 - B_1 \cdot \omega_1 + B_2 \cdot \omega}{A \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} - \frac{B_3 + B_4}{A};$$

$$C2 = \frac{(B_3 + B_4) \cdot \lambda_1 - B_1 \cdot \omega_1 + B_2 \cdot \omega}{A \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)};$$

$$D = a_1 \cdot (4 \cdot d^2 \cdot \omega_1^2 \cdot \omega^2 - 4 \cdot d \cdot \omega^2 \cdot \omega_1^2 \cdot c^2 - 2 \cdot d \cdot \omega_1^4 \cdot \omega^2 - 2 \cdot d \cdot \omega_1^2 \cdot \omega^4 + \\ + d^2 \cdot \omega^2 \cdot c^2 + d^2 \cdot \omega_1^2 \cdot c^2 + \omega_1^4 \cdot \omega^4 + \omega_1^4 \cdot \omega^2 \cdot c^2 + \omega_1^2 \cdot \omega^2 \cdot c^4 + \omega_1^4 \cdot d^2 + \\ + \omega^4 \cdot d^2 - 2 \cdot \omega_1^2 \cdot d^3 - 2 \cdot \omega^2 \cdot d^3).$$

Отримане рівняння (12) дає можливість побудувати траєкторію руху частки у вібропневмозрізному шарі зерна відносно осі  $y$ , тобто по висоті зернового шару.

Для визначення графічних залежностей руху частки по висоті зернової суміші приймаємо наступні значення конструкційно-кінематичних параметрів технологічного процесу:  $d_3 = 4 \cdot 10^{-3}$  м,  $P_B = 1,21$  кг/м<sup>3</sup>,  $P_n = 740$  кг/м<sup>3</sup>,  $P_q = 1400$  кг/м<sup>3</sup>,  $v = 1,51 \cdot 10^{-5}$  (м<sup>2</sup>/с),  $\eta = 1,82 \cdot 10^{-5}$  (Н·с/м<sup>2</sup>),  $A = 5 \cdot 10^{-3}$  м,  $\omega = 60$  с<sup>-1</sup>,  $V_B = 0 \dots 1,5$  м/с,  $m = 47 \cdot 10^{-6}$  кг,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>,  $\varepsilon_{ст} = 0,45$ ,  $r_q = d_c/2$ ,  $H_{ш} = 25 \cdot 10^{-3}$  м,  $\phi = 0,6$ .

Графічна інтерпретація рішення рівняння (9) представлена на рис.2 та рис.3.

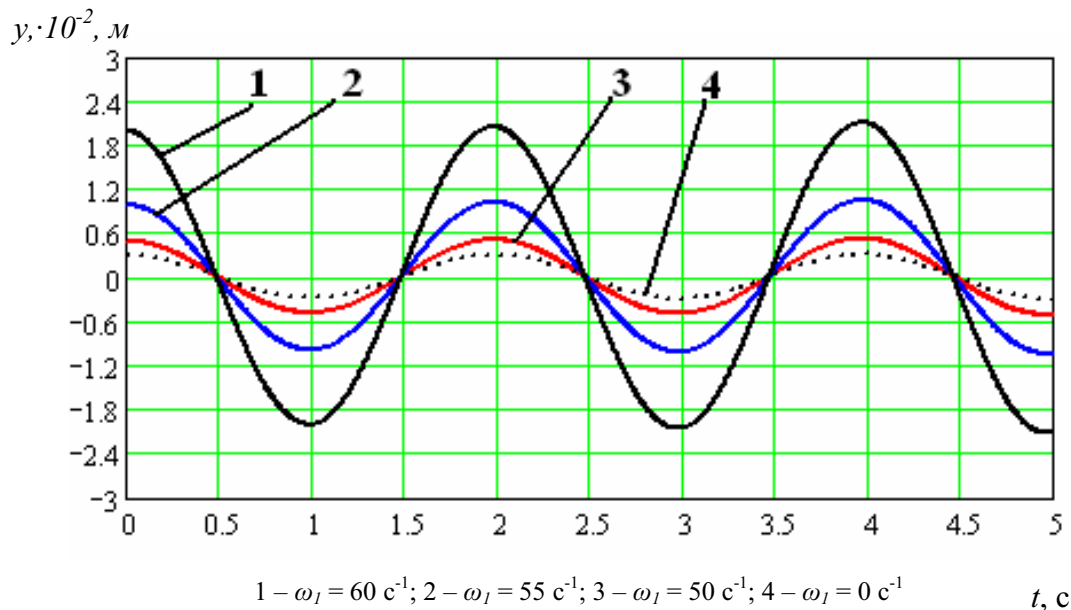
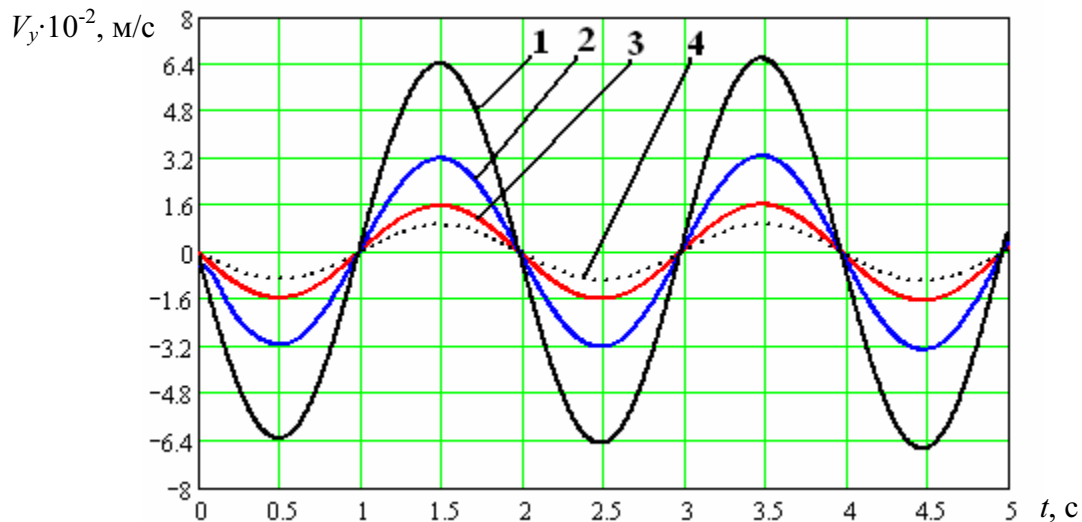


Рисунок 2 – Графік залежності переміщення частки вздовж осі  $y$  від часу сепарації зерна  $t$  при різних значеннях кутової швидкості коливань рухомої деки



$$1 - \omega_l = 60 \text{ с}^{-1}; 2 - \omega_l = 55 \text{ с}^{-1}; 3 - \omega_l = 50 \text{ с}^{-1}; 4 - \omega_l = 0 \text{ с}^{-1}$$

Рисунок 3 – Графік залежності швидкості переміщення частки вздовж осі  $y$  від часу сепарації зерна  $t$  при різних значеннях кутової швидкості коливальної деки

Як показують графічні залежності, представлені на рис.2 та рис.3, рух частки за висотою зернової суміші має явно виражений коливальний характер. Збільшення частоти коливальних рухів рухомої деки призводить до збільшення амплітуди коливального руху частки відносно вісі  $y$ . При нерухомій деці ( $\omega_l = 0 \text{ с}^{-1}$ ) амплітуда коливальних рухів частки викликане більш інтенсивною гальмівною дією рухомої деки на шар зернової суміші.

**Висновки.** Таким чином, запропонована математична модель визначає поведінку руху частки у зернової суміші вібропневматичного сепаратора і дає можливість визначити та обґрунтувати режими роботи, конструкційні параметри нових робочих органів для підвищення пропускної здатності і ефективності роботи решітних поверхонь.

## Список літератури

1. Бутко В.П. Исследование плотности зерна пшеницы как перспективного показателя технологических свойств. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. / В.П. Бутко. – М., 1973. – 24с.
2. Василенко П. М. Теория движения частиц по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / П.М. Василенко – К., 1960. – 283 с.
3. Гортинский В. В. Процессы сепарации на зерноперерабатывающих предприятиях / В. В. Гортинский, А. Б. Демский, М. А. Борискин. - М.: Колос, 1980. – 303с.
4. Патент на корисну модель № 18056 Україна (UA), МПК (2006) B07B1/28. Спосіб сепарації зернових матеріалів. С.П. Степаненко, Б.І. Котов, М.Г. Пастушенко (Україна); ННЦ "ІМЕСГ" УААН (Україна). - № U2006 05352, Заявл. 16.05.2006, Опубл. 16.10.2006, Бюл. №10, - 4 с: іл.
5. Степаненко С.П. Вплив параметрів пасивних розпушувачів на ефективність вібропневматичної сепарації зерна / С.П. Степаненко // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Вип.41. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – С. 153-160.
6. Котов Б.І. Теоретичне обґрунтування руху частинки зерна на вібропневморешеті при дії розпушуючих робочих органів / Б.І. Котов, С.П. Степаненко, Р.А. Калініченко // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К., 2007. – Вип. 115. С. 112-117.
7. Патент на корисну модель № 18083 Україна (UA), МПК (2006) B07B4/08. Зерносепаратор. С.П. Степаненко, Б.І. Котов, С.П. Погорілий (Україна); ННЦ "ІМЕСГ" УААН (Україна). - № U2006 05566, Заявл. 22.05.2006. Опубл. 16.10.2006, Бюл. № 10, - 4 с.: іл.
8. Гусак А.А. Справочник по высшей математике: Справ. / А.А. Гусак, Г.М. Гусак. – Мн.: Наука і техніка, 1991. – 480 с.



9. Камке Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям / Э. Камке. – М., 1965. – 704 с.
10. Блехман И.И. Вибрационное перемещение / И.И. Блехман, Г.Ю. Дженелидзе. – М. Наука, 1964. – 410 с.
11. Заика П.М. Вибрационное перемещение твердых и сыпучих тел в сельскохозяйственных машинах / П.М. Заика. – К. УСХА. – 1998. – 625 с.
12. Дринча В.М. Исследование сепарации семян и разработка машинных технологий их подготовки / В.М. Дринча. – Воронеж: Издательство НПО «МОДЭК», 2006. – 384 с.
13. Гальперин Н.И. Основы техники псевдооживления / Н.И. Гальперин, В. Г. Айнштейн, В. Б. Кваша. – М.: Химия, 1967. – 664 с.
14. Тищенко Л.Н. Интенсификация сепарирования зерна / Л.Н. Тищенко. – Харьков: Основа, 2004. – 224 с., 22 л. ил. – На рус. яз.
15. Пивень М.В. Обоснование параметров процесса решетного сепарирования зерновых смесей. Автореф. дис. .... канд. техн. наук. / М.В. Пивень. – Х., 2006. – 24с.
16. Степаненко С.П. Підвищення ефективності вібропневматичних сепараторів зерна / С.П. Степаненко // Дис. ...канд. техн. наук. – Глеваха.: ННЦ «ІМЕСГ». – 2008. – 183 с.
17. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике / М.Я. Выгодский. – М.: Наука, 1963. – 501с.

*С. Степаненко*

**Аналитические исследования влияния двунаправленной вибрации рабочих органов сепаратора на интенсификацию процесса разделение зерна**

Приведены аналитические исследования относительно, уточнения математической модели вибропневматического разделения сыпучих смесей с двунаправленной вибрацией рабочих органов. Исследовано дифференциальное уравнение колебательного движения рабочей поверхности вибропневматического сепаратора при условии дополнительного влияния на зерновой материал колебательного движения деки для искусственного торможения слоя.

*S. Stepanenko*

**Analytical study of influence of working two way vibration separator for the separation of grain process intensification**

Analytical researches are resulted relatively, clarifications of mathematical model of vibropneumatic division of friable mixtures with the bidirectional vibration of workings organs. Differential equalization of fluctuating motion of working surface of vibropneumatic separator is investigational on condition of additional influence on corn material of fluctuating motion of sounding board for the artificial braking layer.

Одержано 22.07.11

УДК 631.363:631.354.2.001

**В.Ф. Кузьменко, канд. техн. наук***Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»*

## Стан та тенденції зміни основних робочих органів кормозбиральних комбайнів

Наведено аналіз схем сучасних кормозбиральних комбайнів, систематизовано основні параметри різально-транспортуючих органів комбайнів та встановлено тенденції їх розвитку.

**комбайн кормозбиральний, барабан різальний, доподрібнювач, прискорювач**

**Проблема.** Основну масу кормів (сінаж, силос) для ВРХ заготовляють з використанням кормозбиральних комбайнів. Собівартість цих кормів має бути мінімальною для забезпечення конкурентоздатності тваринницької продукції. Обираючи комбайн, окрім інших факторів, слід звертати увагу на характеристики їх основних робочих органів, щоб уникнути швидкого морального старіння техніки.

В Україні поширені причіпний комбайн КПП-2,4, самохідні комбайни КСК-100 та «Марал-125» різних модифікацій. Вказані комбайни не забезпечують сучасні вимоги доподрібнення зерна при заготівлі кукурудзи воскової стиглості, тому серед парку кормозбиральних комбайнів до 10 % складають потужні комбайни виробництва Білорусі, Росії, Німеччини, США. Різноманітність конструкцій, наявність комбайнів різної продуктивності, посилення вимог до якості подрібнення, економічні вимоги до собівартості збирання стеблових кормів ставлять питання про обґрунтованість та перспективність як технологічних схем комбайнів, так і конструкційних рішень їх основних робочих органів.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Основи теорії процесів, виконуваних кормозбиральними комбайнами, викладено в монографіях Н.Е. Рєзника [1, 2] та роботах інших дослідників [3, 4, 5, 6, 7]. Однак розвиток технологій заготівлі стеблових кормів, намагання покращення конструкції комбайнів призводять до зміни окремих елементів конструкцій [8, 9, 10, 11, 12]. Так, з ринку зникли силосозбиральні комбайни, призначені для заготівлі силосу із товстостеблових культур, а використовуються кормозбиральні комбайни, пристосовані як для заготівлі кормів із товстостеблових культур, так і з травостоїв та валків.

Основними функціями кормозбирального комбайна є скошування – підбирання маси, подрібнення та вантаження її у транспортні засоби. Скошування – підбирання проводиться з використанням спеціалізованих змінних адаптерів, а спільним для всіх операцій є подрібнення та вантаження транспортних засобів.

**Мета досліджень:** аналіз технологічних рішень сучасних самохідних кормозбиральних комбайнів, особливостей конструкції їх основних робочих органів та визначення тенденцій їх розвитку.

### **Результати досліджень.**

Для заготівлі сінажу самохідні кормозбиральні комбайни обладнують універсальними підбирачами барабанного типу з шириною захвата 1,6-4,2 м. Фірма «Кроне» випускає підбирач в якому відсутня направляюча доріжка для керування

поворотом пальців [10]. Пальці встановлено під незмінним до радіуса барабана кутом. Це дає змогу підвищити як надійність, так і робочу швидкість підбирача.

Для скошування трав використовуються сегментно-пальцеві жатки шириною захвата 4-6 м. Однак із-за низької робочої швидкості для потужних комбайнів фірми «Клаас», «Кроне» випускають нижньоприводні ротаційні жатки шириною захвата до 6,2 м [9, 10], що дозволяють працювати на швидкостях до 15 км/год. Особливостями жаток є наявність звужуючого шнека діаметром 0,9 м [10] та ротора-мотовила з гнучкими лопастями [9], що забезпечує надійне транспортування маси.

Для скошування високостеблових культур використовувалися платформенні жатки. Однак збільшення висоти кукурудзи до 4 м з ростом урожайності призвели до появи ротаційних жаток. Спочатку це були двобарабанні жатки. В таких конструкціях нижній (ножовий) диск обертався із підвищеною швидкістю, забезпечуючи скошування всієї стеблової маси, а верхні диски (барабани) подавали скошені стебла до приймальної горловини. Двороторні жатки, вирішуючи питання збільшення робочої швидкості комбайна не дозволяють збільшити ширину захвата понад 3,6-3,8 м. Збільшуючи ширину захвата фірми «Кемпер», «Клаас» [9] почали випускати чотири-, шести- та восьмироторні жатки із плоским транспортуємим диском. Складний привод, значна кількість роторів спонукали фірму «Кроне» розробити гаму конвеєрних жаток шириною захвата до 10,5 м з переміщенням ножів за допомогою ланцюга [8, 10]. Використання широкозахватних жаток дозволяє рухатися повільніше та зменшувати число проходів по полю.

Живильно-подрібнюючі апарати кормозбиральних комбайнів (рис. 1) можна класифікувати по кількості живильних вальців, конструкції різального барабана, наявності доподрібнюючих пристроїв та прискорюючого пристрою для викидання.

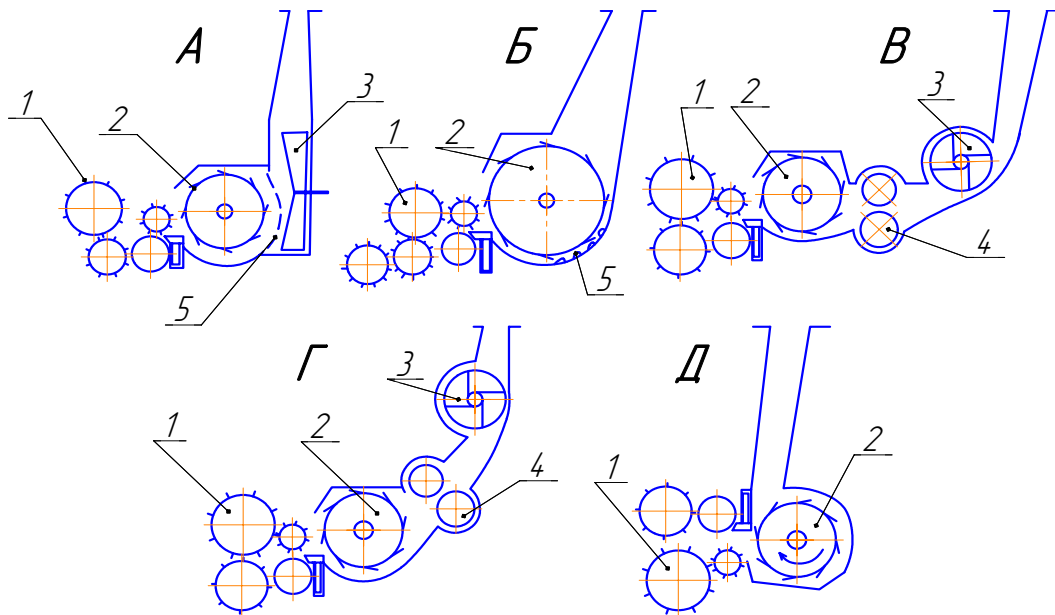
Число живильних вальців залежить від місця розташування вивантажувальної горловини жатки (підбирача) комбайна та приймальної горловини барабана. Воно коливається в межах від 8 у Є-281 «Марал-125» до 4 у «Ягуара» восьмисотої серії. Вальці, подаючи масу в різальний барабан з різною заданою швидкістю дозволяють регулювати довжину різки. Якщо осі нижніх вальців встановлені нерухомо, то осі верхніх вальців встановлюються підпружинено з можливістю переміщення, що дає можливість пропускати потік маси різної товщини.

В кормозбиральних комбайнах з ростом продуктивності відмовилися від дискових різальних апаратів, оскільки вони не забезпечували необхідну пропускну здатність із-за малої ширини приймальної горловини. Більшість комбайнів з дисковим різальним апаратом використовуються сьогодні в причіпному варіанті.

Замінивши дисковий різальний апарат на барабанний, від ротора діаметром близько 1000 мм з трьома і більше кидальними лопатками не відмовилися (схема А, рис. 1). Така конструкція дозволяє використовувати прохідні (решітчасті) рекатери.

Складність привода енергоємних робочих органів (різального барабана і кидалки), нераціональність руху потоку різаної маси (потік маси, створюваної барабаном, примусово зупиняється і змінює напрямок руху на  $90^0$ ) змусили відмовитися від дискового ротора - кидалки. Функції кидалки почав виконувати різальний барабан. Діаметр барабана при цьому збільшився з 400-600 мм до 800 мм (схема В, рис. 1). Доподрібнення маси в цьому випадку можливо виконувати використовуючи непрохідний (бичовий) рекатер.

Технологія заготівлі силосу в восковій фазі стиглості зерна вимагає якісного доподрібнення зерна кукурудзи. Повинно бути зруйновано не менше 95-98 % від наявного зерна. Це призвело до ускладнення доподрібнюючих апаратів і використання вальцевих доподрібнювачів зерна. Ефективна та надійна робота вальцевих доподрібнювачів призвела до переважного їх використання, а відповідно і до схеми В розташування робочих органів (рис. 1).



1 - вальці; 2 - барабан подрібнювальний; 3 - ротор прискорювальний;  
4 - вальці доподрібнювальні; 5 - рекатер доподрібнювальний

Рисунок 1 - Основні типи подрібнювально-транспортних робочих органів кормозбиральних комбайнів

Вальцевий доподрібнювач гальмує рух супутного повітряного потоку, тому знову виникає потреба у кидальці – прискорювачі 3. Прискорювач 3 у схемі В (рис. 1) має вісь обертання паралельну осі обертання барабана 2. Це якісно новий варіант в порівнянні з варіантом А. Це дає змогу уникнути використання потужного кутового редуктора в кінематичній схемі комбайна та частково використовувати енергію потоку стеблової маси.

Схема Г (рис. 1) відрізняється від схеми В раціональною побудовою кормовивідного каналу, що дозволяє максимально використовувати енергію надану потоку маси різальним барабаном та вальцями. Таке розташування робочих органів та конфігурацію кормовивідного каналу мають сучасні самохідні комбайни [9, 10, 12, 13].

Схема Д використовується у причіпних комбайнах без доподрібнюючих робочих органів. Її особливістю є напрямок обертання різального барабана, що створює можливість уникнення енергозатратного протягування маси по піддону барабана.

Аналізуючи наявний парк комбайнів [14] слід відмітити, що самохідні комбайни компонуються переважно барабанными подрібнювачами завдяки їх високій пропускну здатності та можливості працювати з рівномірним навантаженням на валу.

Барабанный різальний апарат пройшов у своєму розвитку шлях, який привів до спрощення конструкції. Перші барабани мали гвинтоподібні ножі Г-образної форми (аналог КСС-2,6А). Такий ніж забезпечує постійність кутів різання, однак складні у виготовленні. Вони були замінені гвинтоподібними, а потім і на плоскі, встановлені під кутом до протирізальної пластини. Вони виконуються секційними (2-4 секції), що дозволяє забезпечити прийнятні кути установки ножів, швидко змінювати пошкоджені ножі, просто їх виготовляти.

Діаметр подрібнюючого барабана в комбайнах з прискорювачами виконують в межах 550-660 мм, подрібнююче-кидаючі барабани - 750-800 мм. Частота обертання барабанів -  $80-120 \text{ с}^{-1}$ , швидкість різання - 35-40 м/с. Барабани, як правило, встановлюються з 10-12 ножами, однак із збільшенням їх ширини ножі встановлюють у 2 або 4 ряди. Поряд з цим у деяких комбайнах встановлюють 14 ("Гігант-400") або 18

ножів (BiG X 1000) по довжині кола. Ширина барабана забезпечує значні розміри приймальної горловини комбайна, площа перерізу якої в сучасних комбайнах складає 1300-1450 см<sup>2</sup> [12].

Збільшення ширини живильної горловини дозволяє реалізувати потужність двигуна, встановленого на комбайні (рис. 2).

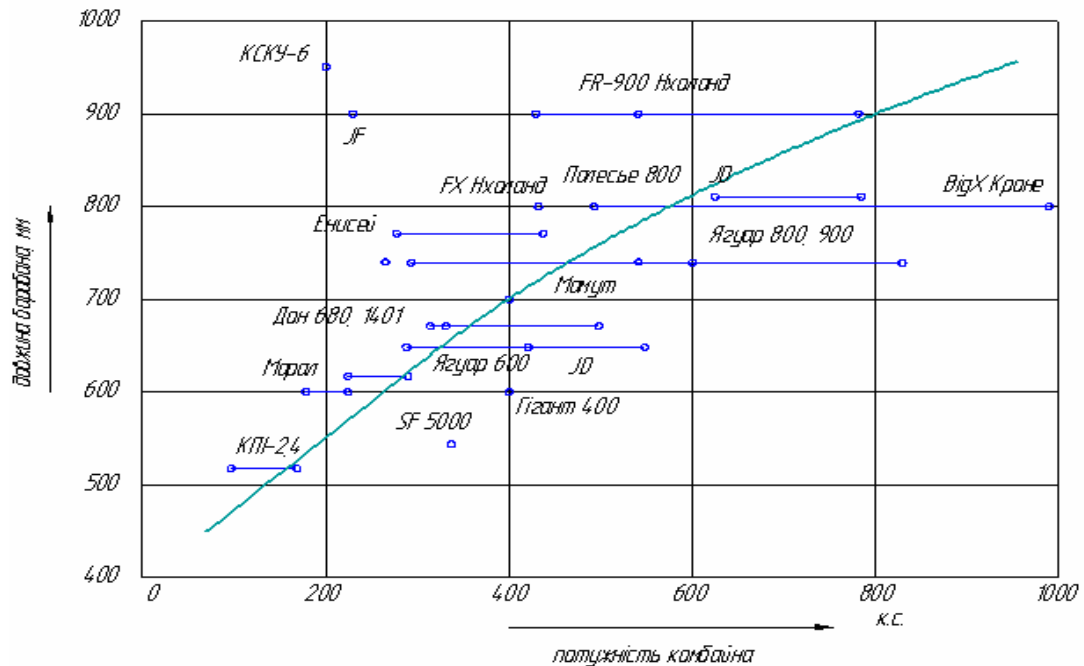


Рисунок 2 - Залежність довжини барабана від встановленої потужності

Спостерігається закономірність збільшення довжини барабана із збільшенням встановленої потужності двигуна. Лімітуючими факторами у збільшенні довжини є жорсткість барабана та конструкційний простір між ведучими передніми колесами комбайна.

Із збільшенням потужності збільшується і діаметр барабана, але в менших межах (рис. 3). Це пов'язано з тим, що діаметр барабана значно менше впливає на пропускну здатність комбайна. Збільшення діаметра пов'язано також із збільшенням з 12 до 18 кількості ножів на барабані (рис. 3). Окремою групою, із збільшеним діаметром барабана, виділяються конструкції комбайнів, в яких він виконує і функцію кидання маси.

Існують також чіткі залежності між масою (а отже вартістю), пропускну здатністю та встановленою потужністю двигуна [15].

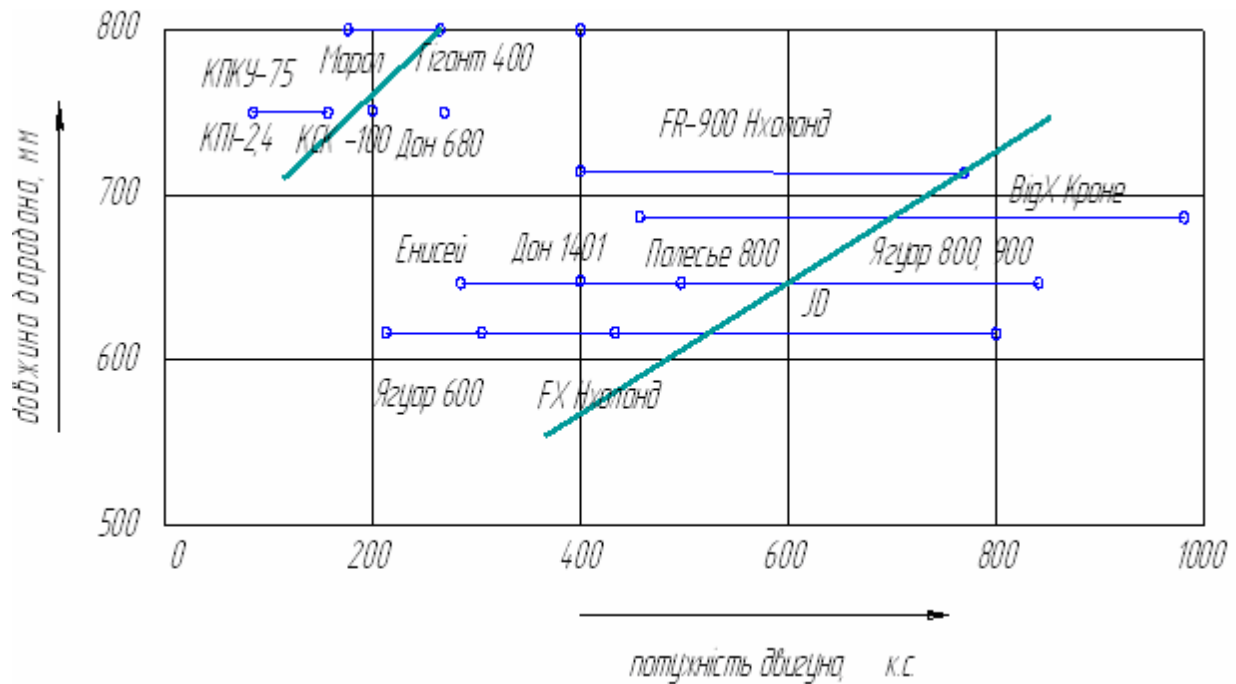


Рисунок 3 - Зміна діаметра в залежності від встановленої потужності комбайна

Гарантоване доподрібнення зерна та розщеплення стеблової маси забезпечує використання доподрібнювальних вальців (схеми В,Г рис. 1), що працюють із зазором 1-6 мм [11-14]. При заготівлі корму без необхідності доподрібнення вальці з кормовивідного каналу демонтуються. Принципово розрізняються дві конструкції доподрібнювальних вальців. Перший тип використовується в схемах комбайнів з прискорювачем, а другий – без прискорювача.

В першому варіанті використовуються рифлені циліндричні вальці встановлені на відстані 500-800 мм позаду подрібнювального барабана. Діаметр вальців - 200-300 мм, обертаються вони із швидкостями, які різняться на 20-40 %. При роботі вальці налаштовуються на зазор в 2-4 мм, через який проходить вся маса, тому вони практично перепиняють рух повітря по каналу і виникає потреба у обов'язковому використанні прискорювача.

У іншому варіанті, вальці виконують наборними із рифлених конічних дисків, тому, якщо центральний зазор в них для повітря також перекривається, то на периферії існують канали для проходження повітря. Це дає змогу працювати без додаткового прискорювача, однак компактність потоку втрачається. Такі схеми використовуються в нових комбайнах «Полесьє-800» (Білорусь) та Дон-1401 (Російська Федерація) [11, 14].

Компромідом між розташуванням різального барабана, балки переднього моста, кабіною є схема комбайнів (“Claas” (900-ї серії), “Krone”), які відрізняються плавним контуром кормовивідного каналу від різального барабана до вертикальної ділянки та значно вищим розташуванням прискорювального ротора (рис.1, схема Г).

Прискорювачі в кормозбиральних комбайнах - це роторні, найчастіше чотирилопатеві кидалки діаметром 500-700 мм. У високопотужних комбайнах ротори виконано дво- або трисекційними. Частота їх обертання співрозмірна із частотою обертання барабанів, для забезпечення рівності швидкостей кромки ножів і кінців лопаток.

Вивантажувальні силосопроводи комбайнів забезпечують подачу маси на висоту 5,0-6,0 м, що дозволяє завантажувати транспорт з високими надставними бортами. Кут повороту силосопровода  $190^{\circ}$ - $200^{\circ}$ , що дозволяє легко працювати з транспортом з довжиною кузова понад 6 м. Для переїзду силосопровід складається. В

сучасних конструкціях для уникнення поломок силосопровода при торканні ним перепон передбачено запобіжні пристрої.

Окрім раціональної схеми комбайна, потужності двигуна не менш важливими чинниками, що забезпечують високі показники роботи комбайна є наявність метало- та каменедетектора, заточувального пристрою та механізму регулювання зазору в різальній парі.

Датчик металодетектора встановлюється в першому нижньому вальці живильного механізму, датчик каменедетектора – на важелі рухомого першого вальця, тому перша пара вальців виготовляється з матеріалу, який практично не впливає на електромагнітний датчик металодетектора. Наявність метало- та каменедетекторів передбачає в механізмі приводу вальців муфту, яка дозволяє переривати крутний момент, що передається на вальці та жатку.

Оскільки процес подрібнення в комбайні супроводжується безперервним погіршенням якості різання, потрібні щозмінні короткочасні підточки і регулювання зазору в різальній парі. На сучасних комбайнах для цього передбачено заточувальні механізми, які дозволяють виконувати цю операцію з мінімальними витратами часу. Заточувальний камінь переміщується вручну або за допомогою гідро- чи електропривода. Для якісного заточування слід передбачати зміну напрямку обертання барабана, для чого встановлюється окремий привод. Для якісного різання зазор в різальній парі не повинен перебільшувати 0,3-0,4 мм. Оскільки доступ до протирізальної пластини утруднено, для її переміщення використовують гвинтово – важільні механізми. В комбайнах останніх моделей як заточування, так і регулювання зазору в різальній парі можливо виконувати з місця оператора.

**Висновки.** Особливостями конструкцій сучасних кормозбиральних комбайнів, що мають бути положені в основу розробки вітчизняної конструкції самохідного комбайна є:

- потужність двигуна не менше 300-350 к.с.;
- розташування осі двигуна паралельно осям найбільш енерговитратних органів, прямий привод цих органів за допомогою одного багаторучайового паса;
- збільшення ширини захвату кукурудзяних жаток до 10,5 м, використання ротаційних косарок для скошування трав;
- наявність три - чотири швидкісного приводу подаючих вальців, метало-, каменедетектора, механізмів відключення приводу та миттєвої зупинки вальців;
- використання дво- або чотирисекційного барабана збільшеної до 800 мм ширини захвату, заточувального пристрою з гідроприводом, механізму регулювання зазору в різальній парі барабана;
- використання пари доподрібнювальних вальців збільшеного до 250 мм діаметра з регулюванням зазору в межах від 1-6 мм до 40 мм;
- використання дво- чи трисекційного прискорювача різаної маси з можливістю регулювання дії на стеблову масу;
- використання вивантажувального силосопровода з висотою вантаження до 6 м, кутом повороту  $220^{\circ}$ , дистанційно керованим спрямовуючим козирком та запобіжним пристроєм для уникнення поломок при торканні силосопроводом перепон.
- використання електроніки для визначення показників якості корму, обліку об'ємів робіт та спрощення управління.

## Список літератури

1. Резник Н.Е. Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов. – М.: Машиностроение, 1975. – 311 с.
2. Резник Н.Е. Кормоуборочные комбайны. – М: Машиностроение. 1980. - 375 с.
3. Особов В.И. Тенденции развития самоходных кормоуборочных комбайнов: Техника и оборудование для села, 2002. - № 10. - С. 28-33 с.

4. Чепурной А.И., Козлов В.В. Перспективные кормоуборочные комбайны и технологии: Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2005. - № 6. - С. 14-18.
5. Осьмак В.Я., Качан І.В. Класифікація та прогноз розвитку конструкцій кормозбиральних комбайнів: Збірник наукових праць Укр. НД і ПВТ. Вип. 6, (20), книга 2, Дослідницьке, 2003. – 250-254 с.
6. Осьмак В.Я. Конструкційні особливості сучасних кормозбиральних комбайнів: Техніка та технології АПК. – 2010, № 6(9). – С. 11-13.
7. Чепурной А.И., Белов М.И., Славкин В.И., Козлов В.В., Пронин В.Ю. Расчет измельчителя кормоуборочного комбайна с ускорителем выгрузки растений: Тракторы и с.-х. машины. – 2009. - № 12. – С. 31-35.
8. Проспект. Самохідні кормозбиральні комбайни серії 7050 та 7050i John Deere.
9. Проспект. Тема дня – измельчение . Комбайны Jaguar 980, 960, 950, 940, 930.
10. Проспект. Кормоуборочный комбайн с точной длиной резки BigX KRONE.
11. Проспект. Новий кормозбиральний комбайн RSM 1401 ROST SEL MASH.
12. Проспект. Комбайны кормоуборочные FR9000 New Holland.
13. Обжора. Кормоуборочный комбайн New Holland 9090. Современная сельскохозяйственная техника и оборудование. [www.roji.com/russia](http://www.roji.com/russia), выпуск 1, 2009. – С. 76-77.
14. Марченко В., Ткаченко О. Пропозиції на ринку самохідних кормозбиральних комбайнів: Пропозиція, 2009, № 7. – С. 92-97.
15. Пиуковский И.И., Родов Е.Г., Ленский А.В., Володкевич В.И., Костюк В.С. Обоснование технических параметров и структуры парка кормоуборочных комбайнов. Механиз. и электриф. сельского хозяйства: межвед. тематический сборник РУНИП «ИМСХ НАН Беларуси», Минск, вып. 40, 2006. – С. 36-44.

*В. Кузьменко*

#### **Состояние и тенденции изменения основных рабочих органов кормоуборочных комбайнов**

Проведен анализ схем современных кормоуборочных комбайнов, систематизировано основные параметры режуще-транспортирующих органов комбайнов, выявлены тенденции их развития.

*V. Kuzmenko*

#### **State and tendencies of change basic working organs of forage harvest combines**

The analysis of charts modern forage-harvest combines is conducted, the basic parameters of cut-transporting organs combines are systematized, their progress trends are exposed.

Одержано 05.07.11



УДК 631.363:633.8

О.А. Горбенко, доц, канд. техн. наук, В.В. Стрельцов, інж.

*Миколаївський державний аграрний університет*

## Впровадження енергоефективної техніки в олійному виробництві

Виявлено фактори, які найбільшою мірою впливають на якість виконання технологічного процесу. Запропоновано технічне рішення комбінованого пресу.

**фактор, оптимізація, технологічний процес, пресування, олійна сировина, продуктивність**

**Постановка проблеми.** Вирішення питання енергозбереження для умов переробних виробництв є одним з нагальних завдань, розв'язання якого можливе за рахунок впровадження енергоефективної техніки.

Комплект лінії по переробці олійної сировини включає машини, що виконують функції різні за своїм технологічним призначенням. Більшість виробників олії, для забезпечення процесу пресування, віддає перевагу прес-екструдерам, використання яких дозволяє суттєво спростити технологію переробки насіння олійних культур за рахунок поєднання в них операцій подрібнення олійного матеріалу і його теплової обробки.

Виробничі потужності українських підприємств дозволяють переробляти 2,5 млн. т насіння соняшнику і виробляти близько 1,1 млн. т соняшникової олії. Але за підсумками останніх років, згідно даним асоціації «Укроліяпром» [1], українські підприємства випустили лише половину продукції, на яку розраховані їх потужності. Пов'язано це з тим, що існуючі повнокомплектні набори обладнання, які здійснюють виконання операцій шеретування, відвіювання оболонки, вальцювання, теплової обробки та відокремлення олії за допомогою гвинтових чи гідравлічних пресів застарілі, мають велику енерго- та металоємність, і їх використання є збитковим, а придбання сучасного комплексу обладнання закордонних зразків для більшої кількості господарств через велику вартість також неможливо.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** В даний час для видобування олії з насіння соняшника використовують два способи – пресування і метод прямої екстракції [2 – 8]. Проте витрати на виробництво олії пресуванням, як показали дослідження, в 8-10 разів менше в порівнянні з екстракцією.

Дослідженню процесу пресування матеріалів присвячені роботи академіків В.П. Горячкіна, І.І. Вольфа, А.А. Чапкевича, Е.М. Гутьяра, М.Н. Летошнева, М.А. Пустигіна і інших учених. В них розкривається залежність між тиском пресування і переміщенням шнека, що відображає величину і характер виникаючих деформацій. Проте основним показником, що характеризує будь-який процес ущільнення, є кінцева щільність отримуваних монолітів, яка підвищується у міру збільшення прикладеного тиску. Тому пізніші дослідники С.А. Алфьоров, І.А. Долгов, В.І. Особов, Є.І. Храпач і інші свої зусилля зосередили на вивченні залежності між тиском пресування і щільністю отримуваних монолітів (макуха, брикети, гранули). У цьому ж напрямі працювали зарубіжні вчені Х. Скальвейт, Е. Мевес, Дж.Л. Батлер, Х.Ф. Мак-Коллі і ін. В результаті було запропоноване велике число емпіричних виразів, які зв'язують тиск пресування з фізико-механічними властивостями матеріалу і щільністю отримуваних монолітів.

**Постановка завдання.** Проведений огляд літературних джерел та патентно-інформаційних матеріалів щодо застосування способів та обладнання для олійного виробництва свідчить про те, що відомі технічні рішення для пресування олійної сировини, як правило, мають низькі ККД. Також вони не завжди технологічні при вирішенні питань підвищення виходу олії, продуктивності обладнання. Таким чином, нагальною задачею є розробка малогабаритної, малоенергоспоживчої техніки для комплектації технологічних ліній переробки сільськогосподарської продукції в умовах господарств з невеликими обсягами виробництва.

**Результати дослідження.** Аналітичні вирази, одержані в результаті теоретичних досліджень, відображають ідеалізований технологічний процес. Тому метою експериментальних досліджень була перевірка правильності теоретичних висновків і розрахункових параметрів в лабораторних умовах, визначення технологічної надійності, а також якісних показників технологічного процесу за трьома критеріями оптимізації: максимального виходу олії, мінімальної енергоємності, максимальної продуктивності.

Досягнення поставленої мети здійснювалося рішенням ряду задач для чого:

- виявлені фактори, які найбільшою мірою впливають на якість виконання технологічного процесу і піддаються регулюванню;
- дороблено експериментальну установку;
- експериментально досліджувалися залежність виходу олії (ВО), енергоємність процесу (ЕП) і продуктивність пресу (ПП) від фізико-механічних властивостей насіння, кутової швидкості обертання шнекового вала і лінійної швидкості витків, площі живого перерізу зерної камери, щільності м'ятки, подачі сировини та ін. Експерименти проводилися з використанням трирівневих планів Боксу другого порядку [9];
- виявлені закономірності протікання технологічного процесу пресування соняшникового насіння.

Перед початком експериментальних досліджень необхідно по можливості вибрати всі фактори, що впливають на процес, і вказати межі їх варіювання [10]. На початковій стадії вивчення будь-якого об'єкту з використанням теорії планування експерименту, необхідно, окрім детального вивчення літератури, провести апріорне ранжування факторів, яке виконується методом експертної оцінки. Суть цього методу зводиться до того, що дослідникам, які належать до різних шкіл, пропонується розташувати фактори, які впливають на хід виконання процесу в послідовності зниження впливу на критерії оптимізації, тобто необхідно здійснити ранжування відповідно визначених порядкових номерів (рангів) 1, 2, 3...k.

Ранжування факторів або, як його ще називають психологічний експеримент, необхідно провести для того, щоб скоротити об'єм експериментальної роботи, оскільки несуттєві фактори можна швидко виключити з подальшого розгляду. Це полегшує подальші етапи рішення експериментальної задачі.

Процес ранжування експерименту здійснюється таким чином. Кожному спеціалісту при опитуванні пропонується заповнити анкету, в якій вказані фактори, їх розмірність і передбачувані інтервали варіювання факторів. Спеціаліст повинен призначити місце кожного фактору, а також доповнити анкету іншими, не включеними в розгляд факторами.

На першому етапі статистичної обробки результатів опитування обчислюється коефіцієнт конкордації  $W$  по формулі:

$$W = \frac{12 \cdot S}{m^2 \cdot (k^3 - k)}, \quad (1)$$

де  $S$  - сума квадратів відхилень;  $m$  - число опитуваних спеціалістів;  
 $k$  - число факторів.

Сума квадратів відхилень обчислюється по формулі:

$$S = \sum_{i=1}^k \left( \sum_{j=1}^m a_{ij} - L \right)^2, \quad (2)$$

де  $a_{ij}$  - ранг (порядковий номер при опитуванні)  $i$ -го фактору у  $j$ -го спеціаліста;

$L$  - середнє значення сум рангів по кожному фактору.

Середнє значення сум рангів знаходять по виразу:

$$L = \frac{1}{k} \cdot \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^m a_{ij}. \quad (3)$$

Значення коефіцієнта конкордації змінюється в інтервалі від 0 до 1, і чим більше його значення, тим більше узгодженість думок у спеціалістів.

Після обчислення коефіцієнта конкордації визначають його значущість по критерію Пірсона (критерій  $\chi^2$  - розподілу) з числом ступенів свободи  $f=k-1$ . Розрахункове значення  $\chi^2$  - розподілу визначається по формулі:

$$\chi^2 = m \cdot W \cdot (k-1) \quad (4)$$

Оскільки розрахункове значення критерію  $\chi^2$  - розподілу для рівня значущості 0,99 і при числі ступенів свободи  $f=11$  в нашому випадку більше табличного, ( $\chi^2_{розр} = 65,25 > \chi^2_{табл} = 24,725$ ), то коефіцієнт конкордації значущо відрізняється від нуля і можна стверджувати, що узгодженість дослідників не є випадковою. Діаграма рангів факторів, приведена на рис. 1.

При її побудові по осі абсцис нанесені фактори у порядку зменшення їх рангу, а по осі ординат - суми рангів для відповідного фактору.

За допомогою одержаної діаграми була розроблена оцінка значущості факторів. У разі нерівномірного убудання діаграми (типу експоненціального розподілу) для подальшого розгляду відбирають лише невелику частину «головних» факторів, а інші виключають. Якщо вийде діаграма з монотонним убуданням (непевна відмінність між факторами), то в подальший розгляд слід включити як можна більше число перших факторів. У досліджуваному випадку оцінки факторів, що впливають на технологічний процес, діаграма має не тільки убудання, але і стрибки. Для визначення факторів, які не впливають на технологічний процес використовувався критерій Стюдента ( $t$ -критерій), який визначався по формулі:

$$t_{розр} = \frac{\sqrt{m} \cdot \sum_{i=1}^k (a_{i,cp} - \bar{a})}{\sqrt{S_y^2}}, \quad (5)$$

де  $a_{i,cp}$  - середнє значення рангу по кожному з факторів;

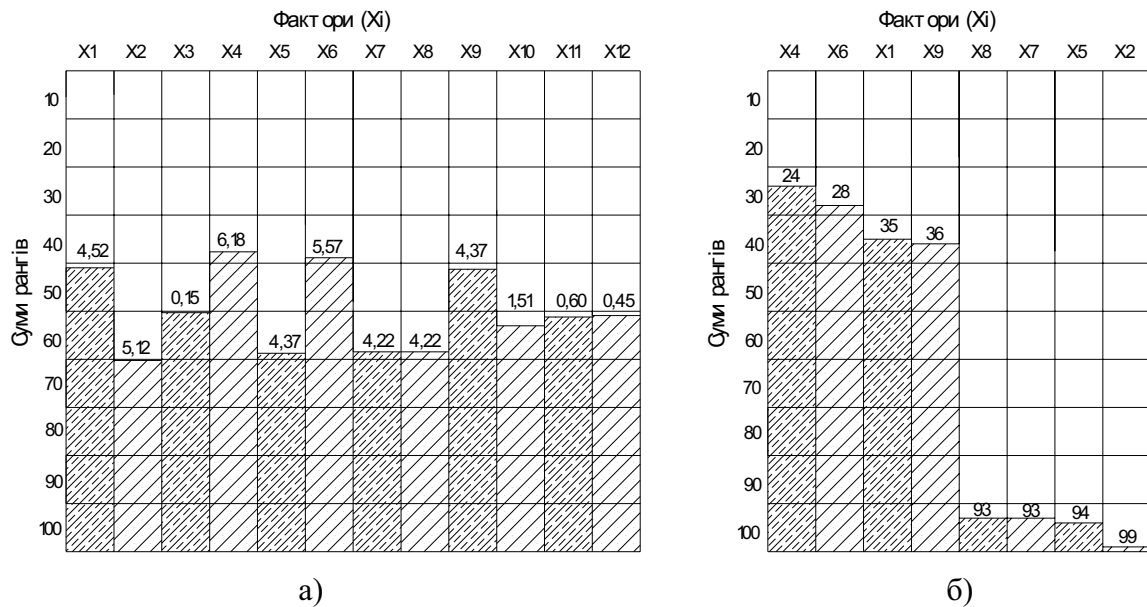
$\bar{a}$  - середнє значення фактору по всій області ранжирування;

$S_y^2$  - дисперсія помилки оцінки по всій області ранжирування.

Порівнюючи величину розрахункові значення критерію Стюдента з табличним значенням для рівня значущості 0,99 при числі ступенів свободи  $f=11$  ( $t_{табл} = 3,93$ ), можна зробити висновок про відсутність впливу факторів X3; X10; X11 і X12 на якість технологічного процесу. При аналізі проведеної експертної оцінки, в тому випадку якщо,  $|t_{розр}| < t_{табл}$  гіпотеза про значущість факторів не приймається і вони виключаються з подальшого розгляду [9, 10].

Після аналізу значущості і виключення незначущих факторів була побудована класична діаграма рангів з убуданням їх величини по ступеню впливу того або іншого фактору на якість виконання технологічного процесу (рис. 1.(б)). Значення рівня рангів проставлені на фоні стовпців діаграми. Аналіз результатів експертної оцінки і їх статистичної обробки дозволяє зробити висновок про найбільший вплив на хід і якість виконання технологічного процесу перших п'яти факторів. Фактори X1, X4 і X6 можна

відкинути і виключити при проведенні подальших досліджень з використанням теорії планування експерименту.



а) до статистичної оцінки значимості факторів; б) після ранжування і визначення не значимих факторів; X1 – довжина приймально-підготовчої камери, м; X2 – ступінь подрібнення м'ятки, мм; X3 – ширина зерних каналів, м; X4 – робоча площа зерної камери, м<sup>2</sup>; X5 – вологість м'ятки, %; X6 – щільність насіння соняшника, кг/м<sup>3</sup>; X7 – температура нагріву, °С; X8 – швидкість обертання шнеку, с<sup>-1</sup>; X9 – лінійна швидкість руху витків шнеку, м/с; X10 – рівень надходження маси на пресування, кг/с; X11 – сумарна площа зерних каналів, м<sup>2</sup>; X12 – довжина зерного барабану, м.

Рисунок 1 – Діаграма ранжування факторів, які впливають на якість роботи

Дослідження проблемних елементів роботи пресового обладнання дало можливість запропонувати технічне рішення комбінованого пресу (рис. 2), що пропонується для впровадження в технологічну лінію.

В основу технічного рішення поставлено завдання створення такого шнекового преса для віджимання олії [11], в якому здійснення попереднього подрібнення ядра насіння до стану м'ятки дозволяє інтенсифікувати процес відокремлення олії під час пресування.

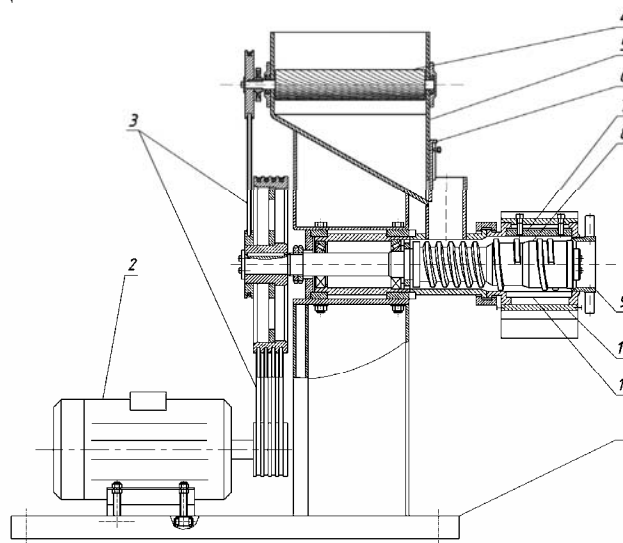
Поставлене завдання вирішується тим, що в приймальному бункері встановлено пару нарізних вальців, які отримують обертальний рух від шнекового валу через клинопасову передачу. В приймальному бункері ядро насіння первинно подрібнюється, переходячи до стану м'ятки, яка направляється в зерну камеру, де здійснюється процес подрібнення.

Установка складається із станини 1, що є основою, на якій змонтовані всі головні вузли шнекового преса. В приймальному бункері 5 встановлено пару нарізних вальців 4 і заслінку 6. Головним елементом пресу являється зерний барабан 10, який має зварну циліндричну форму. В середині циліндричної поверхні набрані зерні планки 11, утримування яких забезпечується натяжним клином 7.

Встановлення в приймальному бункері 5 нарізних вальців 4, що перетворюють ядро на м'ятку, сприяє інтенсифікації процесу олієвідокремлення і ефективному використанню зерного барабану 10.

Шнековий вал 8 є основним робочим органом шнекового пресу. Конструктивно його виконано збірним з окремих шнекових витків, які відрізняються кроком і діаметром, і проміжних кілець, що насаджені на гладкий вал та фіксуються від повертання шпонкою. Така конструкція дозволяє виготовляти окремі витки шнека з

постійним кроком, що спрощує технологію їх виготовлення, а також заміну шнекових витків у міру їх спрацювання.



1 – станина; 2 – електродвигун; 3 – клинопасова передача; 4 – нарізні вальці; 5 – приймальний бункер;  
6 – заслінка; 7 – натяжний клин; 8 – шнековий вал; 9 – регулювальна гайка; 10 – зеєрний барабан;  
11 – зеєрні планки

Рисунок 2 – Комбінований шнековий прес для отримання рослинної олії

Регулювальна гайка 9 конусного типу забезпечує регулювання тиску в робочій камері преса, що особливо важливо в період пуску преса, який розігрівається протягом певного періоду часу. Вона має вигляд продовгуватої втулки, яка на частині своєї зовнішньої поверхні має різьбу.

Привід преса і вальців здійснюється від електродвигуна 2 через клинопасову передачу 3.

Комбінований шнековий прес для віджимання олії, що пропонується, працює так. Попередньо пошаретоване насіння соняшника поступає в завантажувальний бункер 5, де воно подрібнюється нарізними вальцями 4 і переходить в стан м'ятки. Зазор між ними регулюється в залежності від фізико-механічних властивостей матеріалу, що пресується. Після того мезга через завантажувальний отвір поступає всередину приймально-підготовчої камери ступінчастого циліндра, так званого зеєрного барабана 10, захоплюється там витками шнекового валу 8 і переміщується до виходу з пресу. Простір між зовнішньою поверхнею шнекового валу 8 і внутрішньою поверхнею зеєрного барабана 10 є робочим простором. При обертанні шнекового валу пресований матеріал транспортується в робочому просторі і у зв'язку із зменшенням вільного об'єму уздовж шнекового валу 8 у напрямку до виходу, в результаті зменшення кроку витків і збільшення діаметру тіла шнека, пресується з віджиманням олії, яка проходить через зазори між зеєрними планками 11.

Таким чином, внаслідок попереднього подрібнення ядра насіння інтенсифікується процес пресування, підвищується ефективність використання зеєрного барабану, що забезпечує збільшення виходу олії, а також зменшується спрацювання тертьових поверхонь шнекового валу та деталей зеєра, і тим самим збільшується строк служби пресу.

**Висновки.** На підставі проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

– визначено перелік факторів, що впливають на якість виконання технологічного процесу пресування олійної сировини.

- існуючі повнокомплектні набори обладнання, які забезпечують процес переробки олійних культур, мають велику енерго- та металоємність і їх використання в умовах переробних сільськогосподарських підприємств є збитковим;
- найбільш енергоємним процесом при переробці олійних культур є процес пресування, що робить необхідним впровадження в виробничих умовах енергоефективного пресового обладнання;
- зниження енергоємності пресового обладнання потребує глибокого аналізу теоретичних аспектів процесу пресування, визначення позитивних та негативних сторін роботи пресу;
- використання в виробничих умовах комбінованого пресу дасть змогу інтенсифікувати процес олієвідокремлення за рахунок попереднього подрібнення ядра насіння до стану м'ятки.

## Список літератури

1. <http://www.ukroliya.kiev.ua/>
2. Щербаков В.Г. Технология получения растительных масел / В.Г. Щербаков – [3-е изд., перераб. и доп.] – М.: Колос, 1992. – 207 с.
3. Кошевой Е.П. Оборудование для производства растительных масел / Е.П. Кошевой — М.: Агропромиздат, 1991. – 208 с.
4. Технология производства растительных масел / В.М. Копейковский, С.И. Данильчук, Г.Н. Гарбузова и др. / Под ред. В.М. Копейковского. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. — 415 с.
5. Калашин Ю.А. Технология и оборудование масложировых предприятий / Ю.А. Калашин – М.: Издательский центр «Академия», 2002. – 363 с.
6. Масликов В.А. Технологическое оборудование производства растительных масел / Масликов В.А. – М.: Пищевая промышленность, 1974. – 439 с.
7. Чубинидзе Б.Н. Оборудование предприятий масложировой промышленности / Б.Н. Чубинидзе, В.Х. Паронян, А.В. Луговой и др. – М.: Агропромиздат, 1985. – 304 с.
8. Проспекти компаній: «Алиментармаш» (<http://almash.md/ru/company>); ЗАТ РНПП «Укрэкспо-Процесс» (<http://ukrekspo.com.ua>); CIMBRIA SKET (<http://www.cimbria-sket.de/russian/home.htm>).
9. Мельников С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Роцин – Ленинград: Колос, 1980. – С. 106-130.
10. Львовский Е.Н. Статистические методы построения эмпирических формул / Е.Н. Львовский – М.: Высшая школа, 1988. – 239 с.
11. Патент UA №49079, B30B9/12. Комбінований шнековий прес для отримання рослинної олії / В.В. Стрельцов, О.А. Горбенко, О.О. Катрич; Заявлено 30.11.2009. Опубліковано 12.04.2010.

*Е. Горбенко, В. Стрельцов*

### **Внедрение энергоэффективной техники в масложировом производстве**

Выявлены факторы, которые в наибольшей степени влияют на качество выполнения технологического процесса. Предложено техническое решение комбинированного пресса

*E. Gorbenko, V. Streltcov*

### **Introduction of energy effective technique in an oil production**

Factors which in most degree influence on quality of implementation of technological process are exposed. Technical solution of the combined press is offered.

Одержано 15.09.11

УДК 631.358:633.521

А.В. Хомич, інж., І.М. Дударєв, канд. техн. наук  
Луцький національний технічний університет

## Дослідження роботи льономолотарки

У статті запропоновано конструкцію льономолотарки для обмолочування стрічки льону (льону олійного та льону-довгунця). Наведені результати теоретичних досліджень з обґрунтування конструктивних параметрів льономолотарки та досліджено процес вивантаження насіннєвого вороху льону з накопичувальних комірок молотильного барабана.

**льономолотарка, молотильний барабан, конструктивні параметри, накопичувальні комірки, процес вивантаження, насіннєвий ворох, льон олійний, льон-довгунець**

**Постановка проблеми.** Для подальшого розвитку галузі льонарства та забезпечення переробної промисловості дешевою та високоякісною сировиною, необхідно обґрунтовувати та впроваджувати у виробництво гнучкі прогресивні технології збирання і переробки льону, а також розробляти високопродуктивні технічні засоби для їх реалізації. Тому розробка пристроїв для обмолочування стрічки льону (льону олійного та льону-довгунця), які можна було б встановлювати як на льонозбиральному агрегаті, так і у лінії первинної переробки льонотрести, в залежності від технології збирання та первинної переробки льону, є актуальним завданням.

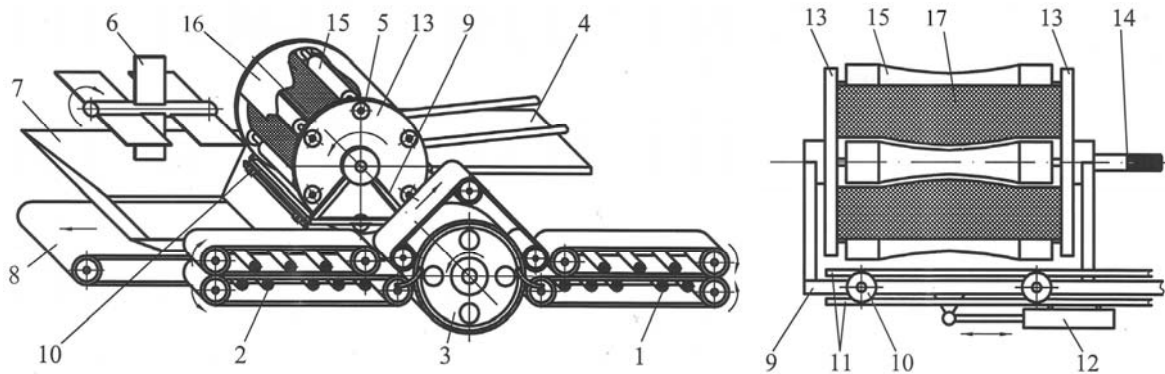
**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Серед основних напрямків досліджень науковців, що займаються розробкою льонозбиральної техніки, є розробка пристроїв для обмолочування стрічки льону, які б забезпечували мінімальні енерговитрати та збереження насіння без пошкодження та втрат [1-4]. Розробка нових пристроїв для обмолочування стрічки передбачає обґрунтування їх конструктивних параметрів, що вимагає проведення додаткових теоретичних досліджень.

**Мета дослідження.** Дослідити процес вивантаження насіннєвого вороху льону з накопичувальних комірок молотильного барабана та обґрунтувати конструктивні параметри льономолотарки.

**Результати дослідження.** Для обмолочування стрічок льону олійного та льону довгунця пропонується використовувати льономолотарку, що представлена на рис. 1. Льономолотарка містить затискні транспортери, дисковий затискний транспортер, підвідний стіл, молотильний барабан, струшувач, накопичувач та вивантажувальний транспортер. Молотильний барабан та струшувач розташовані на рухомій рамі з роликками, що виконана з можливістю переміщення спрямовувачами за допомогою гідроциліндра у напрямку, який перпендикулярний напрямку руху стрічки льону затискними транспортерами. Між вальцями молотильного барабана передбачено вставки з накопичувальними комірками. Над молотильним барабаном встановлена опорна поверхня, що прогумована з внутрішньої сторони.

Для накопичення насіннєвого вороху під час обмолочування льону на вставках молотильного барабана передбачені комірки. Розміщення вороху в комірках зменшуватиме попадання частинок вороху в зазор між вальцями та вставками барабана під час переміщення вальців другою половиною робочої зони. Наявність комірок також зменшить пошкодження насіння, що можливе внаслідок багаторазової дії вальців на нього. Розглянемо процес вивантаження насіннєвого вороху льону з комірок молотильного барабана (рис. 2). Розвантаження комірки відбувається, коли частинка насіннєвого вороху, що знаходилася на початку вивантаження у точці  $S_1$  комірки,

переміститься у точку  $S_2$ . Частинку насіннєвого вороху розглядатимемо як матеріальну точку, що здійснює відносний рух вздовж ділянки  $S_1S_2$  комірки. Уздовж ділянки  $S_1S_2$  комірки спрямуємо руху вісь  $n$ , перпендикулярно до ділянки у напрямку обертання молотильного барабана – вісь  $\tau$ . На частинку насіннєвого вороху діє сила ваги  $mg$ , сила тертя  $F_{mp}$  та нормальна реакція поверхні комірки  $N$ . Оскільки переносним є обертальний рух барабана навколо горизонтальної осі, що проходить через точку  $O$ , з постійною кутовою швидкістю  $\omega$ , то на частинку також діятимуть відцентрова сила інерції  $F_{in}$  та коріолісова сила інерції  $F_k$ . При дослідженні знехтуємо опором повітря.



1, 2 – затискні транспортери; 3 – дисковий затискний транспортер; 4 – підвідний стіл; 5 – молотильний барабан; 6 – струшувач; 7 – накопичувач; 8 – вивантажувальний транспортер; 9 – рухома рама; 10 – ролики; 11 – спрямовувачі; 12 – гідроциліндр; 13 – диски; 14 – приводний вал; 15 – вальці; 16 – опорна поверхня; 17 – вставки

Рисунок 1 – Льономолотарка

Спроекуємо сили, що діють на частинку вороху, на осі  $n$  та  $\tau$ :

$$\left. \begin{aligned} m \frac{d^2 n}{dt^2} &= F_{in} - F_{mp} - mg \sin(\sigma_0 - \sigma); \\ m \frac{d^2 \tau}{dt^2} &= mg \cos(\sigma_0 - \sigma) - N - F_k, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де  $\sigma_0$ ,  $\sigma$  – відповідно, кут розміщення комірки барабана відносно його осі, при якому розпочинається вивантаження вороху з комірки, та кут повороту барабана, що відраховується з положення, коли розпочинається вивантаження вороху з комірки.

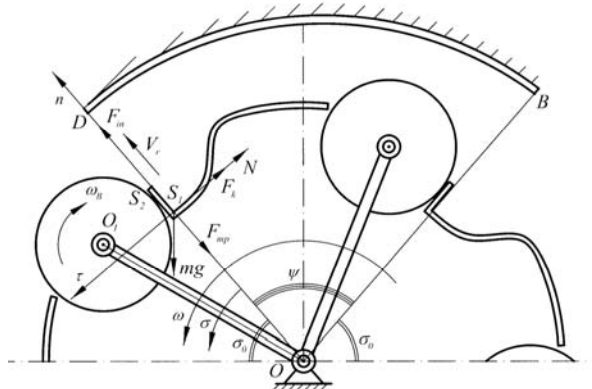


Рисунок 2 – Розрахункова схема до дослідження процесу вивантаження насіннєвого вороху льону з комірок молотильного барабана

Сила інерції переносного руху та коріолісова сила інерції:

$$F_{in} = m(R_k + n)\omega^2 = mR_k\omega^2 + mn\omega^2, \quad (2)$$



$$F_k = 2m\omega V_r \sin(\bar{\omega}, \hat{\bar{V}}_r) = 2m\omega \frac{dn}{dt}, \quad (3)$$

де  $V_r$  – відносна швидкість частинки насіннєвого вороху вздовж осі  $n$ .

Сила тертя частинки насіннєвого вороху поверхнею комірки барабана:

$$F_{mp} = fN, \quad (4)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя.

Оскільки частинка вороху рухається вздовж ділянки  $S_1S_2$  комірки, то  $\frac{d^2\tau}{dt^2} = 0$ .

З другого рівняння системи (1) визначимо нормальну реакції поверхні комірки:

$$N = mg \cos(\sigma_0 - \sigma) - 2m\omega \frac{dn}{dt}. \quad (5)$$

Кут повороту барабана можна записати так:

$$\sigma = \omega t. \quad (6)$$

Підставляючи в перше рівняння системи (1) значення сил тертя  $F_{mp}$  та інерції  $F_{in}$ , а також зробивши заміну  $\sigma = \omega t$ , після перетворень отримаємо:

$$\begin{aligned} \frac{d^2n}{dt^2} = & g(\cos \sigma_0 - f \sin \sigma_0) \sin(\omega t) - g(\sin \sigma_0 + f \cos \sigma_0) \cos(\omega t) + \\ & + 2f\omega \frac{dn}{dt} + \omega^2 n + R_k \omega^2. \end{aligned} \quad (7)$$

Далі позначимо:

$$A = -g(\sin \sigma_0 + f \cos \sigma_0), \quad B = g(\cos \sigma_0 - f \sin \sigma_0), \quad D = R_k \omega^2. \quad (8)$$

Тоді рівняння (7) матиме вигляд:

$$\frac{d^2n}{dt^2} - 2f\omega \frac{dn}{dt} - \omega^2 n = A \cos(\omega t) + B \sin(\omega t) + D. \quad (9)$$

Розв'язок неоднорідного диференціального рівняння (9) шукатимемо у вигляді:

$$n = n1 + n2. \quad (10)$$

Знайдемо загальний розв'язок однорідного диференціального рівняння:

$$\frac{d^2n}{dt^2} - 2f\omega \frac{dn}{dt} - \omega^2 n = 0. \quad (11)$$

Складемо характеристичне рівняння для рівняння (11):

$$k^2 - 2f\omega k - \omega^2 = 0. \quad (12)$$

Корені характеристичного рівняння (12)  $k_1$  та  $k_2$ :

$$k_{1,2} = \omega(f \pm \sqrt{1 + f^2}). \quad (13)$$

Розв'язок однорідного диференціального рівняння:

$$n1 = c_1 e^{k_1 t} + c_2 e^{k_2 t}. \quad (14)$$

Частковий розв'язок неоднорідного рівняння шукатимемо у вигляді:

$$n2 = n21 + n22. \quad (15)$$

Частковий розв'язок  $n21$ :

$$n21 = N \cos(\omega t) + M \sin(\omega t). \quad (16)$$

Двічі диференціюючи (16) та підставивши отримані значення у рівняння (9), визначимо значення сталих  $N$  та  $M$ :

$$N = \frac{Bf - A}{2\omega^2(1 + f^2)}, \quad M = -\frac{Af + B}{2\omega^2(1 + f^2)}. \quad (17)$$

Підставляючи  $N$  та  $M$  у рівняння (16), отримаємо:

$$n_{21} = \frac{Bf - A}{2\omega^2(1 + f^2)} \cos(\omega t) - \frac{Af + B}{2\omega^2(1 + f^2)} \sin(\omega t). \quad (18)$$

Частковий розв'язок  $n_{22}$ :

$$n_{22} = L. \quad (19)$$

Двічі диференціюючи (19) та підставляючи отримані значення у (9), матимемо:

$$L = -D / \omega^2. \quad (20)$$

Коли підставимо вирази (18) та (19) у вираз (15), частковий розв'язок неоднорідного рівняння матиме такий вигляд:

$$n_2 = \frac{Bf - A}{2\omega^2(1 + f^2)} \cos(\omega t) - \frac{Af + B}{2\omega^2(1 + f^2)} \sin(\omega t) - \frac{D}{\omega^2}. \quad (21)$$

Загальний розв'язок неоднорідного диференціального рівняння (9):

$$n = c_1 e^{\left(f + \sqrt{1 + f^2}\right)\omega t} + c_2 e^{\left(f - \sqrt{1 + f^2}\right)\omega t} + \frac{Bf - A}{2\omega^2(1 + f^2)} \cos(\omega t) - \frac{Af + B}{2\omega^2(1 + f^2)} \sin(\omega t) - \frac{D}{\omega^2}. \quad (22)$$

Для визначення сталих  $c_1$  та  $c_2$  продиференціюємо рівняння (22):

$$\begin{aligned} \frac{dn}{dt} = & c_1 (f + \sqrt{1 + f^2}) \omega e^{\left(f + \sqrt{1 + f^2}\right)\omega t} + c_2 (f - \sqrt{1 + f^2}) \omega e^{\left(f - \sqrt{1 + f^2}\right)\omega t} - \\ & - \frac{Bf - A}{2\omega(1 + f^2)} \sin(\omega t) - \frac{Af + B}{2\omega(1 + f^2)} \cos(\omega t). \end{aligned} \quad (23)$$

Враховуючи початкові умови  $t = 0$ ,  $n = \frac{dn}{dt} = 0$ , із рівнянь (22) та (23)

з врахуванням заміни (8) знайдемо сталі  $c_1$  та  $c_2$ :

$$c_1 = \frac{1}{\omega^2} \left[ \left( R_k \omega^2 - \frac{g(2f \cos \sigma_0 + (1 - f^2) \sin \sigma_0)}{2(1 + f^2)} \right) \left( 1 - \frac{f + \sqrt{1 + f^2}}{2\sqrt{1 + f^2}} \right) + \frac{g((1 - f^2) \cos \sigma_0 - 2f \sin \sigma_0)}{4(1 + f^2)\sqrt{1 + f^2}} \right], \quad (24)$$

$$c_2 = \frac{1}{2\omega^2 \sqrt{1 + f^2}} \left[ \left( R_k \omega^2 - \frac{g(2f \cos \sigma_0 + (1 - f^2) \sin \sigma_0)}{2(1 + f^2)} \right) \left( f + \sqrt{1 + f^2} \right) - \frac{g((1 - f^2) \cos \sigma_0 - 2f \sin \sigma_0)}{2(1 + f^2)} \right]. \quad (25)$$

Тоді загальний розв'язок рівняння (22) матиме такий вигляд:

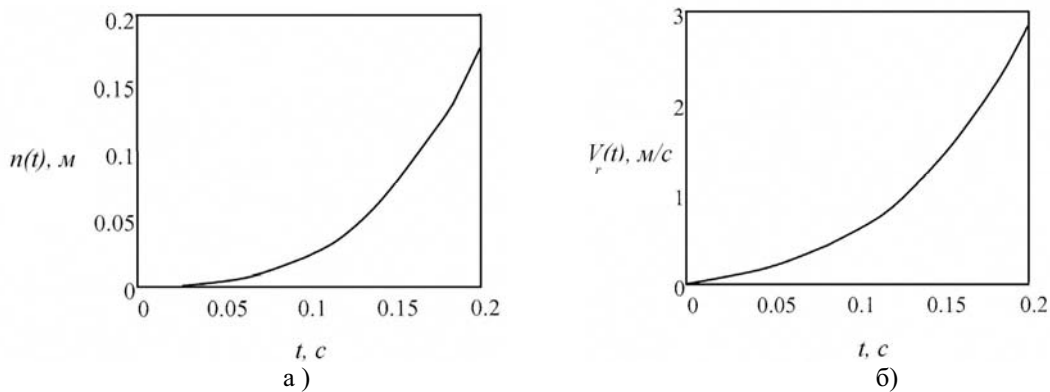
$$\begin{aligned} n = & c_1 e^{\left(f + \sqrt{1 + f^2}\right)\omega t} + c_2 e^{\left(f - \sqrt{1 + f^2}\right)\omega t} + \\ & + \frac{g}{2\omega^2(1 + f^2)} \left[ \left( 2f \cos \sigma_0 + (1 - f^2) \sin \sigma_0 \right) \cos(\omega t) - \right. \\ & \left. - \left( (1 - f^2) \cos \sigma_0 - 2f \sin \sigma_0 \right) \sin(\omega t) \right] - R_k. \end{aligned} \quad (26)$$

Відносна швидкість частинки вороху вздовж ділянки  $S_1 S_2$  комірки барабана:

$$\begin{aligned} V_r = \frac{dn}{dt} = & c_1 (f + \sqrt{1 + f^2}) \omega e^{\left(f + \sqrt{1 + f^2}\right)\omega t} + c_2 (f - \sqrt{1 + f^2}) \omega e^{\left(f - \sqrt{1 + f^2}\right)\omega t} - \\ & - \frac{g}{2\omega(1 + f^2)} \left[ \left( 2f \cos \sigma_0 + (1 - f^2) \sin \sigma_0 \right) \sin(\omega t) + \right. \\ & \left. + \left( (1 - f^2) \cos \sigma_0 - 2f \sin \sigma_0 \right) \cos(\omega t) \right]. \end{aligned} \quad (27)$$

Задаючи значення шляху  $n$ , який проходить частинка вороху, що в даному випадку є довжиною ділянки  $S_1 S_2$  комірки барабана, можна визначити час

вивантаження вороху з комірки. Після цього з виразу (6) можна знайти кут повороту  $\sigma$  барабана, за який комірка розвантажиться. Оскільки аналітичний розв'язок рівняння (26) відносно  $t$  є ускладненим, доцільно побудувати графічну залежність  $n(t)$  (рис. 3), з якої за відомим значенням  $n = S_1 S_2$  можна визначити час розвантаження комірки.



а) – залежність шляху  $n$ , що проходить частинка вороху, від часу  $t$ ; б) – залежність відносної швидкості  $V_r$  частинки вороху від часу  $t$  (при  $\omega = 5 \text{ с}^{-1}$ ;  $f = 0,7$ ;  $\sigma_0 = 15$  град.;  $R_k = 0,45 \text{ м}$ )

Рисунок 3 – Графічні залежності  $n(t)$  та  $V_r(t)$

Об'єм накопичувальної комірки вставки молотильного барабана має забезпечувати вміщення усього об'єму насінневого вороху льону, що опиняється на вставці під час проходження робочої зони барабана. Під час визначення необхідного об'єму накопичувальної комірки припустимо, що об'єм насінневого вороху льону, який отримують з 1 погон. м стрічки льону та його маса є постійними. Також припустимо, що радіус кола, яким рухається верхівкова частина стрічки через робочу зону барабана, рівний зовнішньому радіусу вставки барабана  $r$ . Визначимо кут дуги, довжина якої рівна довжині 1 погон. м стрічки:

$$\varphi_m = l_{n1} / r, \quad (28)$$

де  $l_{n1}$  – довжина стрічки льону (1 погон. м);

$r$  – радіус кола, яким рухається верхівкова частина стрічки через робочу зону молотильного барабана.

Встановимо час, за який 1 погон. м стрічки пройде робочу зону барабана:

$$t_{cm} = (\psi + \varphi_m) / \omega_m, \quad (29)$$

де  $\psi$  – кут обхвату барабана опорною поверхнею;

$\omega_m$  – кутова швидкість обертання дискового затискного транспортера.

Визначимо кут, на який повертається молотильний барабан за час  $t_{cm}$ :

$$\varphi_n = \omega t_{cm} = \omega(\psi + \varphi_m) / \omega_m, \quad (30)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість обертання молотильного барабана.

Кількість вставок барабана, на які за час  $t_{cm}$  надходить насінневий волох з 1 погон. м стрічки льону:

$$z = \varphi_n p / 2\pi = \omega p(\psi + \varphi_m) / (2\pi\omega_m), \quad (31)$$

де  $p$  – кількість вальців молотильного барабана.

Припустимо, що під час обмолоту стрічки льону насінневий ворох рівномірно розподіляється на вставках в межах робочої зони барабана. Тоді об'єм насінневого вороху, що в середньому припадає на одну вставку, складає:

$$V_n = V_{n1} / z, \quad (32)$$

де  $V_{n1}$  – об'єм насінневого вороху, що виділяється з 1 погон. м стрічки.

Об'єм насінневого вороху, що виділяється з 1 погон. м стрічки льону:

$$V_{n1} = Q_{n1} / \rho_{n1}, \quad (33)$$

де  $Q_{n1}$  – вихід насіннєвого вороху з 1 погон. м стрічки льону, кг;

$\rho_{n1}$  – об'ємна маса насіннєвого вороху, кг/м<sup>3</sup>.

Об'єм накопичувальної комірки  $V_k$  вставки має бути не меншим за об'єм вороху, що виділяється з 1 погон. м стрічки льону. Таким чином, для перебігу процесу обмолоту стрічки без пошкодження насіння, необхідно, щоб виконувалася умова:

$$V_k \geq V_n = \frac{2\pi\omega_m Q_{n1}}{\omega r \rho_{n1} \left( \psi + \frac{1}{r} \right)}. \quad (34)$$

**Висновки.** Отримані в результаті теоретичних досліджень залежності дозволяють обґрунтувати раціональні конструктивні параметри молотильного барабана льономолотарки, а також дослідити процес вивантаження насіннєвого вороху льону з комірок молотильного барабана.

### Список літератури

1. Круглень В.Е. Обоснование параметров бильного аппарата для усовершенствования процесса обмолота ленты льна / В.Е. Круглень, М.В. Левкин // Энергоресурсосберегающие технологии и технические средства для их обеспечения в сельскохозяйственном производстве: материалы Междунар. науч.-практ. конф. молодых ученых – Минск, 2010. – С. 131-134.
2. Dudarev I. Reasoning of technology and design parameters of oil flax harvesting machines / I. Dudarev, R. Kirchuk. INMATEH – Agricultural engineering (January – April). Vol. 33, No. 1/2011, Bucharest 2011, p. 37-42.
3. Дударев І.М. Обґрунтування конструктивних параметрів пристрою для обмолочування стрічки льону / І.М. Дударев, А.В. Хомич // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 21. – Том I. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького НТУ, 2011. – С. 123-130.
4. Селезньов Д.Е. Аналіз конструкцій очісувальних апаратів / Д.Е. Селезньов // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 20. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького НТУ, 2010. – С. 298-305.

*А. Хомич, І. Дударев*

#### **Исследование работы льномолотилки**

В статье предложена конструкция льномолотилки для обмолота лент льна (льна масличного и льна-долгунца). Представлены результаты теоретических исследований по обоснованию конструктивных параметров льномолотилки и исследовано процесс выгрузки семенного вороха льна с накопительных ячеек молотильного барабана.

*A. Khomych, I. Dudarev*

#### **Investigation of work of flax thresher**

A construction of thresher of flax band (oil flax and fibre flax) is offered in article. Results of theoretical researches of rational structural parameters of flax thresher are presented. Also results of investigation of unloading process of flax heap from thresh drum are presented.

Одержано 11.09.11

УДК 613.62.: 338.43

**І.В. Думенко, канд. екон. наук**

*Миколаївський державний аграрний університет*

## Проблеми самонавчання охорони праці

Розглянуті проблеми навчання та самоконтролю працівників сільського господарства з охорони праці. Запропоновані методи самоконтролю фермерів та одноосібних працівників АПК.

**проблема навчання, працівники сільського господарства, нещасні випадки, охорона праці**

Створення цілком безпечних та здорових умов праці є одним з найважливіших завдань, що стоять перед державою. Виконання цього завдання нерозривно пов'язано з удосконаленням методів управління охороною праці на виробництві.

У сільському господарстві 90% нещасних випадків пов'язано із ставленням працівника до праці, майже 66% нещасних випадків зі смертельним наслідком сталися з організаційних причин, з технічних – 18%, з психофізіологічних – 16%.

Значна кількість нещасних випадків сталася – при відсутності у постраждалих захисних засобів (до 25%), відсутність або несвоєчасне навчання працівників безпечним методам праці (19,2%).

Серед потерпілих працівників 41% становлять такі, що взагалі не навчалися за тією професією чи видом робіт, під час виконання якої стався нещасний випадок, 23% не проходили відповідно вступний інструктаж та первинний (повторний) інструктаж, 36,7% не проходили перевірку знань на виконання робіт підвищеної небезпеки [1].

З метою поліпшення умов праці та зменшення ризиків виробничого травматизму і професійних захворювань, крім Концепції Загальнодержавної програми поліпшення стану безпеки, гігієни праці та виробничого середовища на 2006-2011 роки (Розпорядження Кабінету Міністрів України від 11 травня 2006 р. № 269-р), розроблено Концепцію з організації охорони праці в аграрному секторі в умовах реформування, яка покладена в основу розробки галузевої програми поліпшення стану безпеки, гігієни праці і виробничого середовища в агропромисловому виробництві. Програма передбачає перегляд відповідно до нових економічних умов і вимог нормативно-правових актів Положення про систему управління охороною праці в аграрному секторі економіки, організацію роботи щодо створення районних (міжрайонних) консультаційних пунктів для надання методичної допомоги з питань охорони праці на підприємствах усіх форм організації праці, розроблення та впровадження системи самоконтролю безпеки і охорони праці для фермерів і одноосібних підприємств, які не використовують найману працю, та інші заходи.

В Україні сьогодні біля 43 тис фермерських господарств. Вони обробляють більше 4,5 млн. гектарів ріллі. В Україні 1,2 млн. приватних осіб, що володіють землею, а може й більше тому, бо не всі враховані статистикою. [2]. На фермерські та особисті сільськогосподарські господарства припадає більше 60% усього валового сільськогосподарського виробництва. Молоком вони забезпечують населення на 80%, овочами і картоплею – більше ніж на 90%, 68%-72% м'яса виробляється на приватних та невеликих фермерських господарствах.

Контроль – функція, яка виконує стабілізуючу роль у системі управління. Контроль і нагляд за станом охорони праці на підприємстві спрямовані на виявлення відхилень від вимог правил, норм, стандартів, інструкцій та законодавства з охорони

праці з метою вживання відповідних заходів до їх усунення.

Цей контроль і нагляд здійснюють керівники підприємства та його підрозділів, робітники, а також відомчі, профспілкові й державні органи та прокуратура.

На підприємствах контролюють стан охорони праці: керівник (власник), його заступники, головний інженер, служба охорони праці, головні спеціалісти, начальники цехів, ділянок, змін, майстри, бригадири, працівники.

Оперативний контроль з боку керівників робіт і підрозділів підприємства проводиться згідно із затвердженими посадовими обов'язками. Адміністративно-громадський контроль за станом охорони праці проводиться згідно з розробленими програмами. При цьому перевіряється виконання заходів для усунення порушень, які були виявлені під час попередніх перевірок; стан безпеки виробничого обладнання, вантажопідйомних і транспортних засобів, електрообладнання; стан робочих місць; додержання вимог стандартів, правил, норм, інструкцій і трудового законодавства; наявність і справність засобів колективного та індивідуального захисту; наявність інструкцій з охорони праці й посвідчень про атестацію робітників, що обслуговують об'єкт підвищеної небезпеки.

На фермерських та одноосібних господарствах контроль за дотриманням вимог охорони праці повинен здійснювати сам фермер або одноосібний підприємець.

Для здійснення самоконтролю фермеру потрібна методична допомога яку ніяка організація, установа йому не надає, а тільки планують створити консультативні районні (міжрайонні) консультаційні пункти для надання методичної допомоги з питань охорони праці на підприємствах усіх форм організації праці.

Дуже серйозною проблемою, що цікавить багатьох вчених різноманітних країн і дотепер, є мотивація безпечної поведінки працюючих на виробництві, їх відношення до проблем охорони праці.

Навчання відносять до основного етапу формування безпечної поведінки працюючих, що має своєю метою схилити працівників до правильного застосування придбаних ними знань.

Як показують численні дослідження поведінка працівників часто не відповідає вимогам охорони праці, що призводить до нещасних випадків. Було виявлено багато різних чинників які впливають на таку поведінку. Велика частина працівників сільського господарства переконана, що керівники підприємства та спеціалісти не вважають вимоги безпеки праці важливими, тому що не роблять відповідних зауважень у випадку їх порушень, проведення інструктажів проводиться формально, урахування дотримання правил безпеки працюючими відсутнє у системах заохочень і стягнень.

Дані про проведення інструктажів, навчання та перевірки знань з охорони праці свідчать, що зазначені заходи або проводяться формально, або надана працівникам у процесі здійснення цих заходів інформація надалі ігнорується.

Впровадження нової техніки і прогресивної технології у сільському господарстві викликає необхідність удосконалення професійної підготовки працюючих, якісно нового підходу до навчання безпечним прийомом і методам праці, ставить підвищені вимоги до якості і результатам навчання.

Дуже вагомим фактором, що визначає високий рівень смертельного травмування працівників, є недосконалість інструктивних матеріалів та відсутність методичного обґрунтування щодо форми викладання застережливих вимог.

Тому, ключовим напрямком у багатоцільовій програмі працезахоронній діяльності повинно бути підвищення професійної компетентності, відповідальності працівників, формування їхнього світогляду, що дало б змогу підвищити надійність цієї ланки і мінімізувати його вплив як ризик – фактора (джерела ризику). Від того, чи зуміємо ми використати величезний потенціал здібностей і позитивних якостей

людини, чи зуміємо ми знайти форми і методи впливу на цей суперечливий (соціальний) фактор залежить, чи зможемо ми вирішити проблеми охорони праці. Однак, у будь-якому випадку вирішення проблем варто шукати в психології та у мотивах, якими керуються люди під час виконання трудових обов'язків.

Творча особистість «Сама себе здійснює, тобто зберігає і розвиває у матеріальному світі». Енгельмар, розглядаючи процес творчості, виділяв у ньому три основні компоненти: інтуїтивний, дискурсивний, активний. Від активного фактора залежать спритність, умілість, вміння людини. [5]

У теперішній час спеціалістам будь-якого рівня особливо необхідні глибокі знання основ охорони праці та вміння користуватися довідками і нормативними матеріалами. Об'єм знань, які вимагаються по охороні праці, та кількість нормативних і інструктивних матеріалів дуже багато. Науково-технічна революція формує потік загальної і спеціальної інформації, що швидко збільшується, та щорічне старіння приблизно 20% прикладної інформації.

Один раз придбані знання вимагають постійного поповнення, удосконалення, накопичення, так як для пам'яті людини характерні «зникнення», старіння, втраті семантичної і практичної цінності інформації. Наприклад, через 6 днів, після придбання потрібної цінності інформації у пам'яті людини залишається 28% її об'єму. Проста інформація забувається у дев'ять разів швидше складної, теоретичної. Сучасний інженер за п'ять років утрачає 80% усіх знань, коли постійно не поповнює їх.

З точки зору безпеки праці «зникнення» знань збільшує ймовірність травмування, робить працюючу людину незахищеною від впливу на нього небезпечних виробничих факторів. Інструктажі і навчання безпечним методам праці, які здійснюються періодично, впливають на зменшення ймовірності одержання травми.

Здобути успіху у професійній підготовці працюючих, озброювати їх необхідними знаннями з безпеки праці можливо тільки при використанні методів активного навчання, які дозволяють не тільки одержувати та максимально засвоювати інформацію у відповідності з учбовою програмою, але й придбати необхідні практичні навички по забезпеченню безпечних умов праці на виробництві [6].

Проблема у здійсненні самоконтролю полягає ще й у тому, що на сьогодні у державі діє велика кількість нормативно – правових документів з питань охорони праці плюс фермери виконують багато різнопланових робіт, які потребують і різного підходу у вирішенні питань охорони праці.

Для надання інформаційно – консультативної допомоги фермерам та одноосібним підприємцям необхідно при Фонді державного соціального страхування від нещасного випадку на виробництві та професійного захворювання, котрі спричинили втрату працездатності, створити Центри інформаційної допомоги або назвати їх інакше. У функціональних обов'язках Фонду існує функція навчання працівників з питань охорони праці, а інформація це основа навчання. Укомплектувати Центр фахівцями: агрономами, економістами, юристами, фахівцями з питань охорони праці, зооінженерами, бухгалтерами, фахівцями з податків. Можливо організувати роботу Центра через Інтернет у режимі реальності.

Після розпаювання землі на селі утворилося багато приватних підприємств. Їхні власники, з одного боку, зацікавлені в якісному виконанні робіт найманими працівниками, а з другого – недостатньо дбають про виробничу безпеку. Чому? Аналіз показує, що головна причина такого становища – відсутність у керівників знання нормативних документів. [3]

В організації самоконтролю дотримання вимог охорони праці фермерами та одноосібними підприємцями сільськогосподарського виробництва виникають проблеми різного характеру. Перше – це психологічний аспект, переконати фермера та одноосібного підприємця що потрібно займатися питаннями охорони праці. Друге –

забезпечити фермерів та одноосібних підприємців законодавчо – нормативними актами з питань охорони праці. Трете необхідність надання консультативно–методичної допомоги та інші проблеми. Зважаючи на кількість фермерських господарств ці проблеми збільшуються.

### Список літератури

1. В. Ткачов Продовжити практику перевірок. Ж. Охорона праці №4 – 2007. С.23.
2. В. Львов «Фермери стремятся к диалогу со страховщиками». Генеральный директор асоціації фермерів України. «Вестник Прибужья», 2010.
3. В.Гаврилюк «Проблемні питання в сільгоспвиробництві» Мінагрополітики. Охорона праці. - №1, – 2009. С.16.
4. Роменець В.А., «Історія психології ХХ століття» К. «Либідь», 2003.
5. Луценков В.Л., Бутко Д.А., Рогач Ю.П., Петров В.В. Методичні основи навчання і пропаганди питань з охорони праці. За ред. Ю.П.Рогача., Сімферополь „Бізнес - Інформ”, – 2002. – 240 с.
6. В.Сердюк, “Про впровадження системи менеджменту професійної безпеки і здоров’я”. – Вінниця “Охорона праці” - №2, 2004.

*И. Думенко*

#### **Методы самоконтроля охраны труда**

Рассмотренные проблемы учебы и самоконтроля работников сельского хозяйства из охраны труда. Предложенные методы самоконтроля фермеров и единоличных работников АПК.

*I.Dumenko*

#### **Methods of self-control of labour protection**

Considered problems of studies and self-control of workers of agriculture on a labour protection. Offered methods of self-control of farmers and individual workers of agroindustrial complex.

Одержано 16.09.11



УДК 631. 355. 075

О.Р. Полішкевич, канд. екон. наук

Миколаївський державний аграрний університет

## Аналітичний огляд існуючих проблем збирання кукурудзи

Проаналізовано сучасний стан та існуючі проблеми збирання кукурудзи в Україні. Визначені негативні наслідки кризового становища.

**кукурудза, збиральна техніка, енергетичний потенціал, сезонне завантаження**

**Постановка проблеми.** Згідно з прогнозами USDA, FAO, інших авторитетних міжнародних та національних агенцій, площі під кукурудзою зростатимуть, витісняючи інші зернові. У всьому світі під кукурудзу зайнято приблизно 160 млн га посівних площ, а щорічний врожай зерна цієї найважливішої сільськогосподарської культури складає більше 785,9 млн т. Більше всього кукурудзи вирощується в США – 305,3 млн т. Китай – другий за величиною в світі виробник кукурудзи – вирощує майже половину об'ємів США – 160 млн т. На решту всіх країн припадають набагато менші об'єми виробництва кукурудзи: ЄС-27 – 60,9 млн т, Бразилія – 53,3 млн т, Мексика – 24,0 млн т, Аргентина – 18,0 млн т. За даними Держкомстату України, за останні десять років посівні площі зайняті під кукурудзу зросли більш на 75 %, що пояснюється привабливою ціною кон'юнктурою – середні експортні ціни на кукурудзу значно перевищують ціни на пшеницю.

Відродження кукурудзівництва є одним з шляхів стабілізації економічних відносин вітчизняного сільськогосподарського виробництва. Як одну із високоврожайних і багатocільового використання культуру, кукурудзу збирають в залежності від призначення за різними напрямками (рис.1). Без зернової кукурудзи

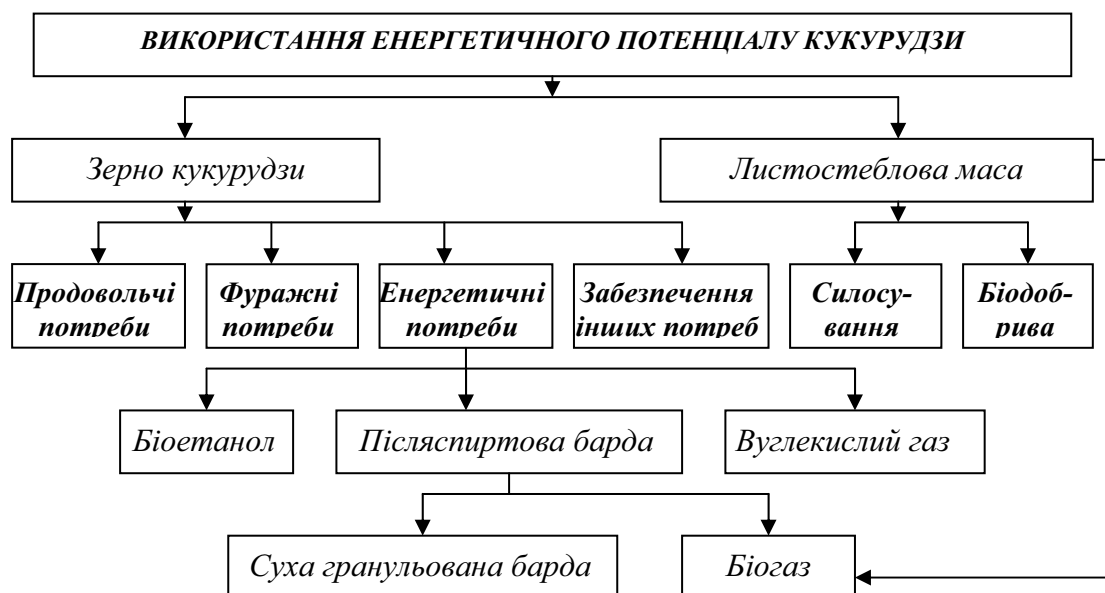


Рисунок 1 - Загальні напрями використання енергетичного потенціалу кукурудзи

неможливо в повній мірі вирішити проблеми повноцінного харчування людей, збалансованої годівлі тварин, забезпечення потреб багатьох галузей промисловості. Зважаючи на постійно зростаючий попит на біопальне (яке в більшості виробляють із кукурудзи), слід очікувати значне збільшення посівних площ та підвищення валових зборів даної культури. Доволі швидко в світі зростає врожай кукурудзи. Так у 2010 році показники врожайності в США та країнах ЄС вже перевищували 90 ц/га [5].

В Україні показники врожайності на превеликий жаль більш як удвічі нижчі, не дивлячись, що наша країна, особливо райони півдня, за своїми кліматичними умовами, як і американський кукурудзяний регіон, вельми сприятливі для виробництва кукурудзи. Ці умови дають реальну можливість значного підвищення врожайності кукурудзи, рентабельності її використання і загального підйому економіки сільського господарства.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Не зважаючи на збільшення виробництва кукурудзи значно зменшився вітчизняний парк кукурудзозбиральної техніки, що спричинило значне збільшення сезонного навантаження. За даними Держкомстату річне середнє навантаження за останні роки по Україні на одну машину складає приблизно 750 га при нормативних показниках для кукурудзозбиральних комбайнів 150 га та для кукурудзозбиральних приставок – 170 га. Для порівняння в країнах ЄС річне навантаження на одиницю кукурудзозбиральної техніки в середньому складає 75га. Згідно проведеного аналізу забезпечення кукурудзозбиральною технікою провідних країн світу (рис. 2) можна зробити висновок, що кількісний склад парку кукурудзозбиральних машин даних країн знаходиться на досить високому рівні.

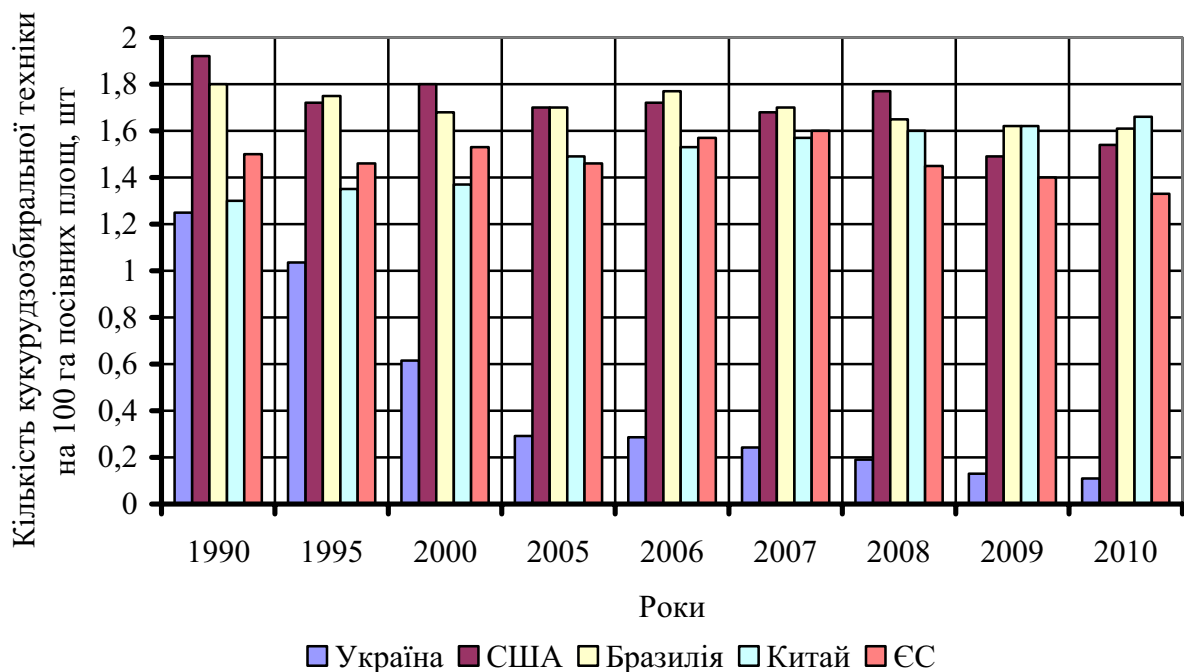


Рисунок 2 - Кількість збиральної техніки на 100 га посівних площ кукурудзи

Так в закордонних країнах на початок 2010 року показник кількості збиральних машин, у розрахунку на 100 га посівних площ зайнятих під кукурудзу, в середньому складає 1,63 [4, 5]. В цих країнах спостерігається стабілізація та навіть незначне скорочення кількості кукурудзозбиральної техніки, що пояснюється не лише її насиченістю та постійним удосконаленням, а й підвищенням ефективності використання машин. Натомість насиченість технікою вітчизняного кукурудзозбирального парку в 10-12 разів менше, ніж у розвинених країнах. Якщо у

1990 році в сільськогосподарських підприємствах України на 100 га посівних площ припадало 1,25 машин, то на сьогоднішній день лише 0,12.

На теперішній час парк кукурудзозбиральної техніки в сільськогосподарських підприємствах країни складається в основному з причіпних комбайнів ККП-3, самохідних КСКУ-6 та приставок ППК-4, КМД-6 (на 85 %) який вже морально і фізично застаріли. На сьогоднішній день темпи спрацьованості існуючого парку кукурудзозбиральної техніки на порядок перевищують темпи її оновлення. Внаслідок цього значно збільшується сезонне навантаження на збиральну техніку (в 7...10 разів), розтягуються строки їх експлуатації, що приводить у свою чергу до зростання тривалості збирання та приносить щорічні втрати врожаю до 650...850 тис. ц [1].

Визначення необхідної кількості збиральних машин і їх складу на основі аналізу витрат коштів на придбання техніки та збитків від несвоєчасного збору врожаю запропоновано у роботах [2,4]. Розраховуючи, що оптимальні строки збирання кукурудзи на зерно не повинні перевищувати 7 днів (перебільшення веде до неминучих значних втрат), розрахункова кількість необхідної Україні кукурудзозбиральної техніки складає 16,5 тис. штук. Однак у приведених розрахунках зовсім не приділено уваги можливим простоям машин пов'язаними з технічними обслуговуваннями та запланованими діагностичними міроприємствами.

**Метою роботи** є проведення ґрунтового аналізу технічного забезпечення збирання врожаю кукурудзи та визначення основних напрямків для подолання визначених негативних явищ.

**Результати досліджень.** Протягом 1991-2010 років має місце різке непоновлюване скорочення кукурудзозбиральної техніки від 15287 в 1991 році до 2641 одиниць в 2010 році (рис. 3). Дефіцит у кукурудзозбиральних комбайнах призводить до подовжування строків збирання і як наслідок, до погіршення якості та кількості валового збору. Окрім того, це є фактором стримування нарощування обсягів виробництва зерна кукурудзи у відповідності до загальноукраїнської та загальносвітової тенденцій. Нерівномірним є і розподіл кукурудзозбиральної техніки у розрізі регіонів країни. Насамперед варто відзначити, що наявність кукурудзозбиральних комбайнів в більшості регіонів за останні роки не відповідає розміщенню виробництва кукурудзи, деякі області мають в своєму розпорядженні від 5 до 12 одиниць збиральної техніки [3].

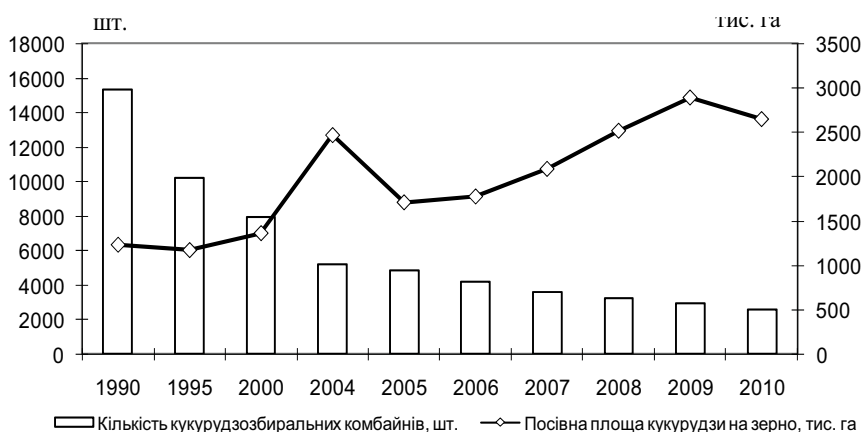


Рисунок 3 - Відношення кількості кукурудзозбиральної техніки до посівних площ кукурудзи

В середньому сезонне навантаження одного кукурудзозбирального комбайна перевищує встановлену норму в 5-7 разів, а не повна забезпеченість технікою в період збирання врожаю приводить до розтягування строків, а значить і до додаткових суттєвих витрат врожаю. Розраховуючи, що оптимальні строки збирання кукурудзи на зерно не повинні перевищувати 7 днів, розрахункова кількість необхідної Україні кукурудзозбиральної техніки складає 16,5...18,3 тис. штук.

В аграрному секторі економіки України інтенсивними темпами відбувається процес деіндустріалізації виробництва, погіршується забезпеченість сільськогосподарських підприємств новою сучасною технікою, запасними частинами, паливо-мастильними матеріалами [7]. Особливо важливо це при великому рівні зношеності машин. На теперішній час біля 85...95 % кукурудзозбиральних комбайнів відпрацювали свій ресурс і підтримуються в роботоздатному стані в період збирання тільки за рахунок ремонтних робіт. На даний час темпи зростання навантаження збиральних площ на один кукурудзозбиральний комбайн є значними і суттєво перевищують нормативний показник. Однак слід зазначити, що прагнення до суттєвого зменшення навантаження на один кукурудзозбиральний комбайн до рівня країн ЄС з економічної точки зору недоцільна. Так навантаження на один кукурудзозбиральний комбайн у Німеччині становить 62 га, Франції – 85 га, а це значно підвищує амортизаційну складову у собівартості продукції [5]. Існує деяка оптимальна тривалість строків збирання врожаю, яка залежить від низки факторів, серед яких найбільш вагомими наступні: урожайність, ціна сільськогосподарської культури, вартість та техніко-економічні показники збиральної машини, оптимальні агротехнологічні строки збирання тощо. Розрахунки показують, що використання більш дорогої техніки потребує збільшення навантаження на комбайн для забезпечення максимального економічного ефекту від господарської діяльності. Результати розрахунків визначення залежності оптимального річного навантаження для комбайнів різної цінової категорії (в залежності від фірм-виробників, що представлені на ринку аграрної техніки в Україні) з середньою продуктивністю збирального комбайна 3,5 га/год та за врожайністю 50 ц/га від ринкової ціни зерна кукурудзи наведено на рис. 4.

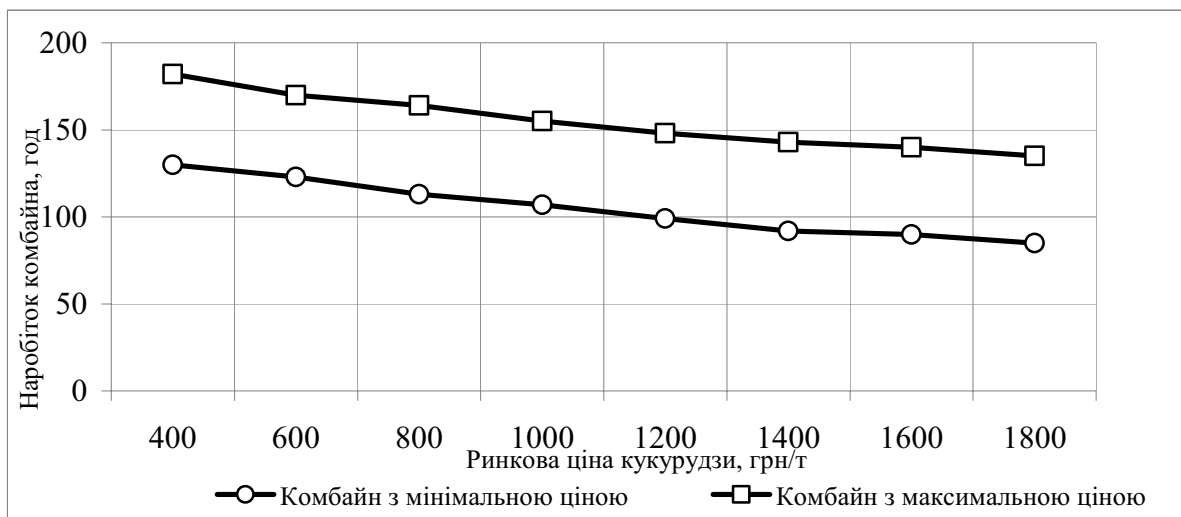


Рисунок 4 - Залежність оптимального навантаження комбайна від ринкової зерна кукурудзи

Якщо проводити міжнародні порівняння, то показник кількості кукурудзозбиральних машин в Україні у розрахунку на 1000 га посівних площ у 7 - 10 разів менше, ніж у розвинених країнах. Задіяний парк кукурудзозбиральної техніки в державі майже на порядок менший від технологічної потреби. Для виходу з такого положення, враховуючи оптимальність строків збирання це можна зробити організацією збирання врожаю послідовною по мірі дозрівання в різних регіонах країни починаючи з півдня до півночі. В даному напрямку діють крупні аграрні формування,

наприклад, ТОВ «Агросоюз», СП ТОВ «Нібулон», в яких сформовані збиральні загони, в складі яких задіяна сучасна високопродуктивна збиральна техніка. Дане управлінське рішення дає змогу збільшити навантаження на один комбайн і, отже, покращити економічні показники та при цьому зменшити амортизаційний строк використання та загальний ресурс робочездатного стану нової складної техніки.

В умовах нестачі власної збиральної техніки аграрні підприємства вимушені йти шляхом її залучення. На сьогоднішній день існує ряд підприємств, які спеціалізуються на відповідних послугах. Але залучення послуг обслуговуючих підприємств надто дороге та в кінцевому рахунку суттєво впливає на собівартість продукції. Наприклад (вартість послуг за цінами 2010 року) перегін трактора здійснюється за розцінками, грн/км: на паливі замовника - 4,20; на паливі виконувача - 12,50. Вартість однієї мотогодини роботи трактора на паливі замовника складає в середньому 650 грн., збирання кукурудзи комбайном – 800 грн., приставкою 600 грн. Як бачимо, такий напрямок не дозволяє сільськогосподарським підприємствам, яким не вистачає фінансових ресурсів на придбання коштовної техніки, отримувати прибуток. Тому в умовах ринкової економіки фінансові витрати на технічне забезпечення сільського виробництва повинні нести насамперед сільськогосподарські підприємства зі спеціально передбачених фондів технічного переоснащення. Це не виключає державної підтримки і надання певних пільгових умов для технічного переоснащення села.

**Висновок.** В умовах нестачі необхідних обсягів фінансових ресурсів аграрним підприємствам потрібно шукати шляхи раціонального використання техніки і на цій основі зменшення її потреби. Результати досліджень показують, що на попередньому етапі доцільно використовувати техніку на міжгосподарській основі та створювати обслуговуючі підприємства технічного забезпечення, а подальшому слід приділяти особливу увагу розробці нової вітчизняної збиральної техніки на основі уніфікації та забезпечення високої надійності агрегатів і вузлів, як основи створення конкурентоздатної техніки. Таки заходи будуть сприяти зростанню рентабельності аграрного виробництва, а також відродженню аграрного сектора України.

## Список літератури

1. Агропромисловий комплекс України: стан, тенденції та перспективи розвитку. Інформ.-аналіт. зб. / за ред. П.Т. Саблука та ін. – К.: ІАЕ УААН, 2005. – вип. 6. – 763 с.
2. Погорілий Л.В. Зернозбиральна техніка: проблеми, альтернативи, прогноз / Л.В. Погорілий, С.М. Коваль // Техніка АПК. – 2003. - № 7. – С.4-7.
3. Статистичний щорічник України за 2010 рік. Державний комітет статистики України / За ред. О.Г. Осауленка. – К.: Видавництво «Консультант», 2010. – 585 с.
4. Тихоненко О.В. Забезпеченість сільського господарства зернозбиральною технікою як запорука ефективності зернового господарства / О. В. Тихоненко // Економіка АПК. - 2008. - № 7. - С.36-41.
5. Farm Production Expenditure. 2010 Summari. August, 2011. United States Department of Agriculture. National Agriculture Statistics Service. – 197 p.

*О. Полишкевич*

### **Аналитический обзор существующих проблем сбор кукурузы**

Проанализировано современное состояние и существующие проблемы сбора кукурузы в Украине. Определены негативные последствия кризисного положения.

*O. Polishkevich*

### **Analytical review of existent problems collection of corn**

The modern consisting and existent problems of collection of corn is analysed of Ukraine. The negative consequences of crisis position are certain.

Одержано 16.09.11

УДК 539.432.620

О.М. Черниш, канд. техн. наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

## Запас міцності при циклічному навантаженні

Розроблено метод визначення коефіцієнта запасу міцності при циклічному навантаженні із застосуванням діаграми граничних напружень в координатах коефіцієнт асиметрії  $R$  – максимальне напруження циклу  $\sigma_{max} = \sigma_R$ .

**коефіцієнт запасу міцності, циклічне навантаження, діаграма граничних напружень**

**Вступ.** В залежності від призначення машин і споруд їх деталі можуть працювати при різних режимах пружного стану під дією змінних навантажень певного закону, інтенсивності, частоти і асиметрії циклу. Умови експлуатації суттєво впливають на характеристики опору втомлюваного руйнування і це необхідно враховувати як при розробці матеріалів, так і при розрахунках на міцність.

Вплив асиметрії циклу навантаження на границю витривалості як правило описують діаграмою граничних напружень циклу (діаграмою Сміта) або діаграмою граничних амплітуд циклу (діаграмою Хейя).

У першому випадку діаграма будується в координатах середнє напруження  $\sigma_m$  – максимальне напруження циклу  $\sigma_{max}$ , у другому – в координатах середнє напруження  $\sigma_m$  – амплітуда циклу  $\sigma_a$  за відомими коефіцієнтами асиметрії циклу і експериментально отриманими відповідними значеннями границі витривалості.

Визначення коефіцієнта запасу міцності в таких випадках базується на апроксимації даних діаграм, вимагає значної втрати часу і відносно складно. При цьому складність пов'язана не з самим виводом формули коефіцієнта запасу міцності, а із аналізом зон діаграми та її схематизацією.

**Мета досліджень.** Метою дослідження було визначення коефіцієнта запасу міцності при циклічному навантаженні для вуглецевих сталей. Причому, якщо відмовитись від традиційного використання діаграми граничних напружень або амплітуд і перейти до діаграми граничних напружень в координатах коефіцієнт асиметрії  $R$  – максимальне напруження циклу  $\sigma_{max} = \sigma_R$ , можна отримати аналогічний результат, але простішим і наглядним способом.

**Зміст дослідження.** Після випробувань серії зразків при різних значеннях коефіцієнта асиметрії циклу  $R$  згідно отриманих кривих Веллера і відповідних значень границь витривалості  $\sigma_{-1}$ ,  $\sigma_{-0.5}$ ,  $\sigma_0$  ... (рис.1, а) побудуємо криву  $\sigma_R = f(R)$ , вид якої показаний на рис.1, б. Практично для вуглецевих сталей ця крива при нормальних умовах середовища майже не відрізняється від прямої. Тому в подальших розрахунках діаграму будемо вважати прямолінійною. Для легованих сталей кривизна діаграми значно відчутніша, але в першому наближенні її також можна рахувати прямолінійною.

Треба відмітити, що значення точки  $C$  на цій діаграмі відповідає границі міцності, отриманої при статичних випробуваннях. При деяких значеннях коефіцієнта асиметрії циклу навантаження границя витривалості може бути більша границі текучості. Для таких циклів відповідно коефіцієнт запасу опору малим пластичним деформаціям  $n_T$  (по відношенню до границі текучості  $\sigma_T$ ) буде меншим, ніж

коефіцієнт запасу втомлювальної міцності  $n$  (по відношенню до границі витривалості  $\sigma_R$ ).

Обмежимо цикли із  $\sigma_R > \sigma_T$  горизонтальною прямою. Для вуглецевих сталей із  $\sigma_0 > \sigma_T$  діаграма має вигляд на рис.2.

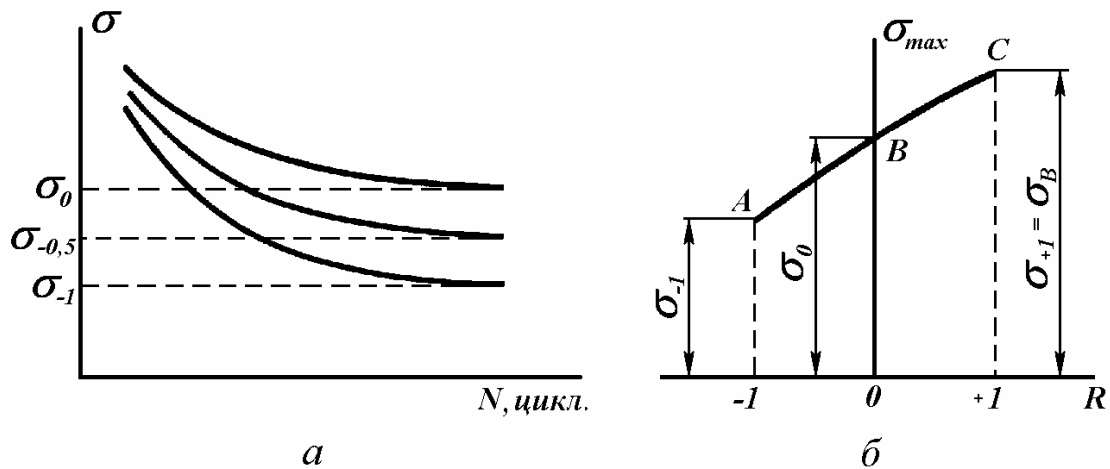


Рисунок 1 – Побудова діаграми  $\sigma_R = f(R)$

За даними [4, 5] можна рахувати, що перетин лінії граничних напружень і лінії границі текучості тут спостерігається при  $R = -0,4$ .

При цьому коефіцієнт запасу міцності являє собою відношення максимального напруження граничного циклу, тобто границі витривалості до максимального напруження робочого циклу:

$$n = \frac{\sigma_{\max}^{cp}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_R}{\sigma_m + \sigma_a}, \quad (1)$$

де вплив експлуатаційних факторів поки не враховані.

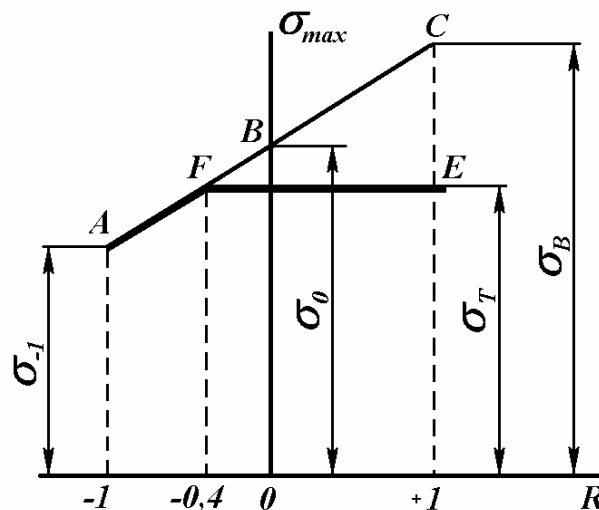


Рисунок 2 – Діаграма  $\sigma_R = f(R)$  для вуглецевих сталей

Позначимо на діаграмі точкою  $h$  робочий цикл, для якого визначається коефіцієнт запасу міцності, а точкою  $H$  - відповідний граничний цикл (рис. 3). Як

правило, розрахунок проводиться із умови подібності робочого і граничного циклів (при однакових значеннях коефіцієнта циклу навантаження  $R$ ).

Тоді коефіцієнт запасу міцності буде дорівнювати відношенню відрізків даної діаграми:

$$n = \frac{mH}{mh}. \quad (2)$$

Для отримання формули Серенсена – Кінасошвілі, що визначає коефіцієнт запасу міцності в загальновідомій формі, зробимо наступні перетворення. Для зручності розрахунків приймемо, що відрізок  $ae$  осі абсцис діаграми дорівнює відрізку  $OB$  осі ординат і, відповідно, відрізки  $Oa = Ob = \frac{\sigma_0}{2}$ .

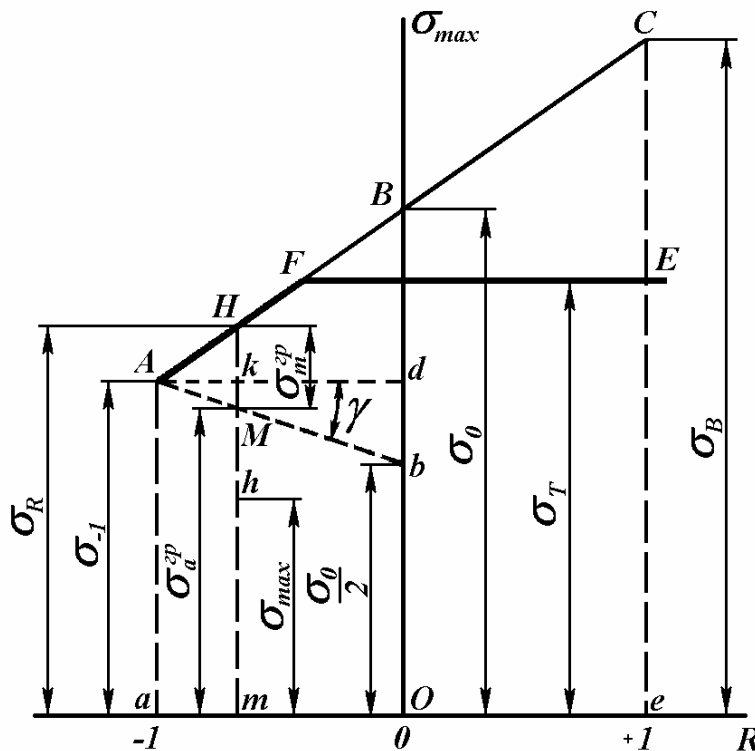


Рисунок 3 – Робочий і граничний цикл на діаграмі  $\sigma_R = f(R)$

Проведемо допоміжну пряму  $Ab$ , що відсікає на осі ординат відрізок  $Ob$ , який дорівнює  $\frac{\sigma_0}{2}$ .

Тоді

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{bd}{Ad} = \frac{\sigma_{-1} - \frac{\sigma_0}{2}}{\frac{\sigma_0}{2}} = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}. \quad (3)$$

Вираз (3) позначимо через  $\psi_\sigma$ , тобто

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}. \quad (4)$$



Необхідність у перетворенні залежності (1) пов'язана з тим, що експериментальні данні величини  $\sigma_R$  не завжди відомі, але відомі величини  $\sigma_{-1}$  і  $\sigma_B$ . При цьому при лінійній залежності  $\sigma_R = f(R)$  величина  $\sigma_0$  дорівнює

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{-1} + \sigma_B}{2}. \quad (5)$$

Пряма  $Ab$  ділить любую ординату, в тому числі і  $mH$ , на відрізки, які дорівнюють амплітуді і середньому напруженню граничного циклу (рис.3).

Тоді

$$n = \frac{\sigma_{\max}^{zp}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_m^{zp} + \sigma_a^{zp}}{\sigma_m + \sigma_a}. \quad (6)$$

При подібності робочого і граничного циклів

$$n = \frac{\sigma_m^{zp}}{\sigma_m} = \frac{\sigma_a^{zp}}{\sigma_a}. \quad (7)$$

Із діаграми (рис.3)  $Ak = HM$ , тобто

$$\sigma_a^{zp} = \sigma_{-1} - \sigma_m^{zp} \psi_\sigma = \sigma_{-1} - \sigma_m n \psi_\sigma. \quad (8)$$

Відповідно цьому

$$n = \frac{\sigma_m n + \sigma_{-1} - \sigma_m n \psi_\sigma}{\sigma_m + \sigma_a}, \quad (9)$$

звідки після елементарних перетворень

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \psi_a \sigma_m}, \quad (10)$$

Із врахуванням впливу концентрації напружень, масштабного ефекту і якості обробки поверхні вираз (10) має вигляд

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma_D} \sigma_a + \psi_a \sigma_m}, \quad (11)$$

де  $K_{\sigma_D}$  – загальний коефіцієнт зниження границі витривалості при симетричному циклі.

Для вуглецевих сталей  $\sigma_{-1} \approx 0,43 \sigma_B$  і в даному випадку

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{-1} + \sigma_B}{2} \approx 0,715 \sigma_B = 0,715 \frac{\sigma_{-1}}{0,43} \approx 1,66 \sigma_{-1}, \quad (12)$$

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - 1,66 \sigma_{-1}}{1,66 \sigma_{-1}} \approx 0,2. \quad (13)$$

Більш точні значення  $\psi_\sigma$  містяться в довідковій літературі.

**Висновок.** Використання діаграми граничних напружень в координатах коефіцієнт асиметрії  $R$  – максимальне напруження циклу  $\sigma_{\max} = \sigma_R$  замість діаграми граничних напружень циклу (діаграми Сміта) або діаграми граничних амплітуд циклу

(діаграми Хейя) дає наглядне і просте рішення задачі визначення коефіцієнта запасу міцності при циклічному навантаженні порівняно з традиційним способом.

## Список літератури

1. Биргер И.А. Сопротивление материалов / И.А. Биргер, Р.Р. Мавлютов. – М.: Наука, 1986. – 560 с.
2. Ицкович Г.М. Сопротивление материалов / Г.М. Ицкович. – М.: Высшая школа, 1970. – 520 с.
3. Коцаньда С. Усталостное разрушение металлов / С. Коцаньда. – М.: Metallurgia, 1976. – 453 с.
4. Серенсен С.В. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович. – М.: Машгиз, 1976. – 286 с.
5. Трощенко В.Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов / В.Т. Трощенко, Л.А. Сосновский. – К.: Наукова думка, 1987, т.1. – 510 с.

*О. Черныш*

### **Запас прочности при циклическом нагружении**

Разработан метод определения коэффициента запаса прочности при циклическом нагружении с применением диаграммы предельных напряжений в координатах коэффициент асимметрии  $R$  – максимальное напряжение цикла  $\sigma_{\max} = \sigma_R$ .

*O. Chernysh*

### **Margin safety coefficient determination at cyclic loading**

Margin safety coefficient determination method is resulted at cyclic loading using maximum tensions diagram in the frame asymmetry coefficient  $R$  – cycle maximal tension  $\sigma_{\max} = \sigma_R$ .

Одержано 05.09.11

**УДК 631. 355. 075**

**В.А. Грубань, інж.**

*Миколаївський державний аграрний університет*

## Конструктивно-технологічні передумови вдосконалення качаноочисних пристроїв

Визначені основні конструктивні та кінематичні параметри качаноочисного пристрою адаптованого до сучасних умов збирання.

**кукурудза, качаноочисний пристрій, притискний пристрій**

**Постановка проблеми.** Практика проектування кукурудзо-збиральних машин вимагає на сучасному етапі розробки теорії продуктивності кукурудзозбиральних машин, яка нерозривно пов'язує процеси проектування з реальними умовами експлуатації. Існуючі на сьогоднішній день елементи теорії методологічно спираються на теорію продуктивності робочих машин, розроблену для інших галузей машинобудування [3], теорію експлуатації машино-тракторного парка та вивчення роботи кукурудзозбиральних машин в віртуальних умовах експлуатації. Останні дозволяють тільки виявити непродуктивні витрати робочого часу, намітити шляхи його

(діаграми Хейя) дає наглядне і просте рішення задачі визначення коефіцієнта запасу міцності при циклічному навантаженні порівняно з традиційним способом.

## Список літератури

1. Биргер И.А. Сопротивление материалов / И.А. Биргер, Р.Р. Мавлютов. – М.: Наука, 1986. – 560 с.
2. Ицкович Г.М. Сопротивление материалов / Г.М. Ицкович. – М.: Высшая школа, 1970. – 520 с.
3. Коцаньда С. Усталостное разрушение металлов / С. Коцаньда. – М.: Metallurgia, 1976. – 453 с.
4. Серенсен С.В. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович. – М.: Машгиз, 1976. – 286 с.
5. Трощенко В.Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов / В.Т. Трощенко, Л.А. Сосновский. – К.: Наукова думка, 1987, т.1. – 510 с.

*О. Черныш*

### **Запас прочности при циклическом нагружении**

Разработан метод определения коэффициента запаса прочности при циклическом нагружении с применением диаграммы предельных напряжений в координатах коэффициент асимметрии  $R$  – максимальное напряжение цикла  $\sigma_{\max} = \sigma_R$ .

*O. Chernysh*

### **Margin safety coefficient determination at cyclic loading**

Margin safety coefficient determination method is resulted at cyclic loading using maximum tensions diagram in the frame asymmetry coefficient  $R$  – cycle maximal tension  $\sigma_{\max} = \sigma_R$ .

Одержано 05.09.11

**УДК 631. 355. 075**

**В.А. Грубань, інж.**

*Миколаївський державний аграрний університет*

## Конструктивно-технологічні передумови вдосконалення качаноочисних пристроїв

Визначені основні конструктивні та кінематичні параметри качаноочисного пристрою адаптованого до сучасних умов збирання.

**кукурудза, качаноочисний пристрій, притискний пристрій**

**Постановка проблеми.** Практика проектування кукурудзо-збиральних машин вимагає на сучасному етапі розробки теорії продуктивності кукурудзозбиральних машин, яка нерозривно пов'язує процеси проектування з реальними умовами експлуатації. Існуючі на сьогоднішній день елементи теорії методологічно спираються на теорію продуктивності робочих машин, розроблену для інших галузей машинобудування [3], теорію експлуатації машино-тракторного парка та вивчення роботи кукурудзозбиральних машин в віртуальних умовах експлуатації. Останні дозволяють тільки виявити непродуктивні витрати робочого часу, намітити шляхи його

скорочення і отримати необхідні дані для прогнозування напрямів подальшого вдосконалення машин при проектуванні. Технологічний процес збирання кукурудзи на зерно характеризується дуже великими витратами праці, а також складністю та неоднорідністю технологічних операцій, з яких він складається. Складність механізації процесу збирання існуючих сортів кукурудзи на зерно обумовлена по-перше, фізико-механічними та біологічними властивостями сортів і гібридів кукурудзи, а по-друге, сучасним технічним рівнем збиральних машин.

Технічний рівень кукурудзозбиральних комбайнів, як і всіх сільськогосподарських машин, визначається ступенем досконалості основних робочих органів та показниками якості виконання технологічного процесу, надійності, енергоємності та матеріаломісткості. Критерії якості виконання технологічного процесу регламентуються агротехнічними вимогами на машину для збирання кукурудзи на зерно [1]. Без дотримання цих вимог будь-яка кукурудзозбиральна техніка не може називатися сучасною та ефективною і бути конкурентноспроможною.

**Аналіз останніх досліджень.** На сьогоднішній день окрім появи нових сортів кукурудзи, застосовуються нові конструкційні матеріали основних робочих органів кукурудзозбиральних машин, та і самі робочі органи постійно удосконалюються. Для вивчення придатності нових сортів кукурудзи до механізованого збирання необхідно враховувати фізико-механічні властивості рослини. Дослідженням фізико-механічних характеристик рослин кукурудзи присвячений ряд робіт Буянова О.І., Бурмістрова М.Ф., Резніка М.Е та інших [1, 2, 3]. Але в літературних джерелах зовсім немає відображення вивчення основних характеристик та розмірно-масових параметрів нових сортів і гібридів кукурудзи.

Методик теоретичного розрахунку очисних пристроїв кукурудзо-збиральних машин, а саме визначення розмірів, форми основних робочих елементів і режимів роботи залежно від заданої продуктивності та якості очищення качанів до теперішнього часу не існує. Теоретичні та експериментальні дослідження, проведені в цієї області різними авторами, нерідко дають дуже суперечливі рекомендації. Це пояснюється великою відмінністю фізико-механічних властивостей качанів і обгортки залежно від сорту кукурудзи, метеорологічних умов в період вегетації та збирання. Різноманіття специфічних умов протікання процесу очищення залежно від властивостей продукту та різних конструкцій качаноочисних пристроїв експериментально також недостатньо вивчено.

**Мета статі.** Дана стаття присвячена аналізу існуючих конструктивних схем існуючих качаноочисних пристроїв кукурудзозбиральних машин та визначенню перспективних напрямків розвитку очисних апаратів. Метою даної статті є обґрунтування основних конструктивних та кінематичних параметрів качаноочисних пристроїв адаптованих до сучасного стану механізованих робіт.

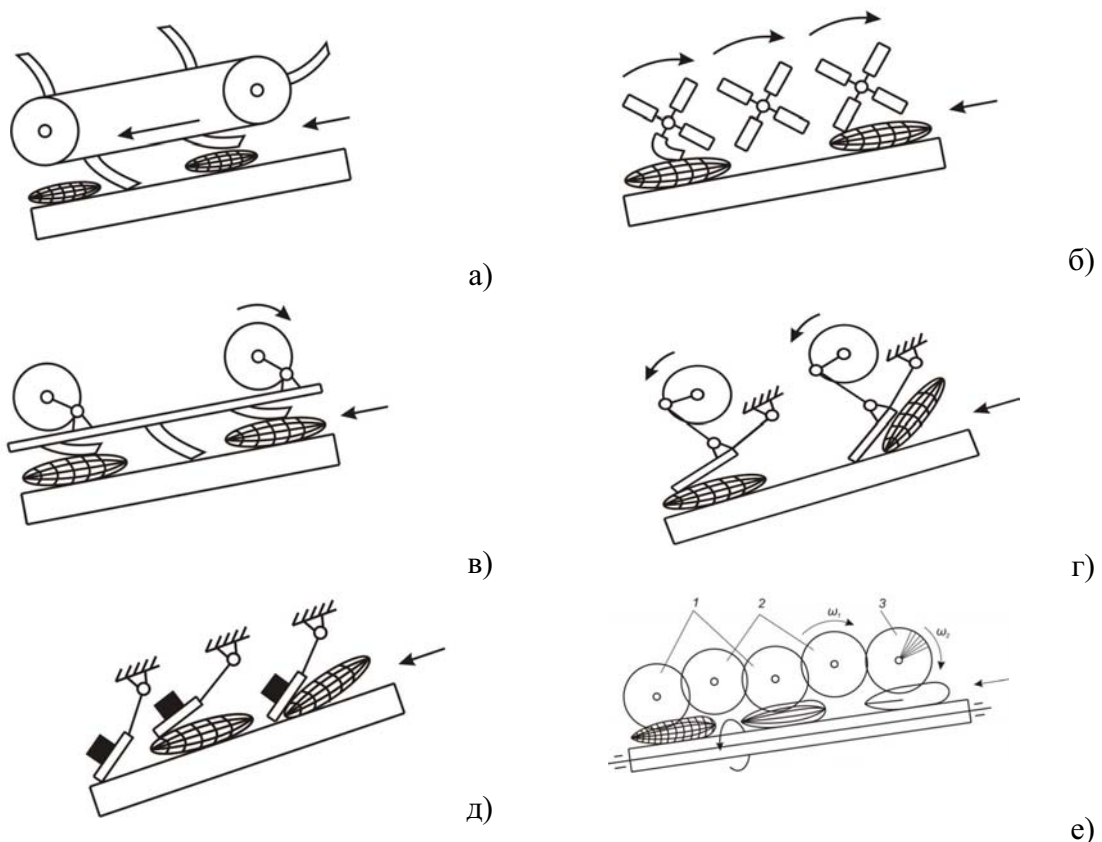
**Викладення основного матеріалу.** На підставі аналізу існуючих технологій збирання кукурудзи на зерно можна стверджувати, що найбільш складною та важкою з погляду технологічного забезпечення є операції відокремлення та очищення качанів від обгортки. Таким чином одним з основних робочих органів кукурудзозбиральних комбайнів, що в значній мірі визначає якісні та кількісні показники їх роботи, можна рахувати качаноочисний пристрій. Від його роботи залежать як продуктивність, працездатність, так і показники якості роботи машини в цілому. Очисні пристрої містять в собі очисні апарати, притискні та розподільні пристрої.

Притискні пристрої суттєво покращують якість очищення качанів, збільшують продуктивність очисних апаратів. Такі пристрої виконують наступні функції:

- притискають качани до поверхонь очисних вальців, збільшуючи зусилля тертя вальців об качан і сприяють розпушуванню обгортки та кращому їх захопленню вальцями;

- періодично звільняють качани від притиснення до вальців, щоб дозволити їм обертатися навколо своєї вісі для захоплення обгортки з усіх боків качана;
- сприяють просуванню качанів по каналах апарату з оптимальною заданою швидкістю;
- розтинають обгортки на качанах, що сприяє інтенсивному їх розпушуванню;
- перешкоджають підняттю (здиблюванню) качанів у момент відриву обгортки, сприяючи цим усуненню вилушування зерна з тильної частини качана.

Проте не всі відомі конструкції притискних пристроїв можуть виконувати ці функції. По здатності просуваюти качани по вальцях очисного апарату існуючі пристрої можна розділити на активні, які здатні просуваюти качани, та пасивні, які не тільки не просуваюти качани, але і пригальмовують їх просування. За конструктивним виконанням всі відомі притискні пристрої можна розділити на п'ять основних типів (рис. 1), це транспортерні, лопатеві, кривошипно-клявішні, кривошипно-планчасті та шарнірно-планчасті.



а - транспортерний; б - лопатевий; в - кривошипно-клявішний;  
г - кривошипно-планчастий; д - шарнірно-планчастий;  
е - обгорткоразсікаючий щітковий

Рисунок 1 - Схеми притискних пристроїв

Пасивні притискні пристрої встановлювалися на ранніх конструкціях качаноочисних апаратів з нахилом очисних вальців до горизонту біля  $30^\circ$ . Такі притискні пристрої конструктивно прості, але не можуть виконувати багатьох необхідних функцій. В сучасних машинах застосовують переважно активні притискні пристрої на апаратах з нахилом вальців  $12 - 15^\circ$ . Ступінь очищення качанів від обгортки качаноочисними пристроями залежить від багатьох чинників, зокрема, від довжини та кількості пар очисних вальців, кута нахилу їх до горизонту та частоти

обертання, активності робочих поверхонь вальців і їх діаметру, взаємного розташування вальців в апараті, рівномірності завантаження очисних вальців ворохом качанів, а також загального стану самого вороху. Великий вплив на якість технологічного процесу очистки робить вологість качанів і обгортки, засміченість листостебловими домішками, наявність в воросі вже очищених (в процесі відокремлення качанів) і, головним чином, розпушуваність обгортки на качанах. Сучасні качаноочисні пристрої в найкращому разі при певних умовах здатні забезпечувати ступінь очищення від обгортки на рівні 90-92 %. Проте при цьому подача на кожен пару очисних вальців не повинна перевищувати певних значень. Для отримання високого ступеню очищення качанів кукурудзи та забезпечення високої продуктивності під час проектування необхідно обрати найбільш довершену конструкцію очисного апарату, а також притискного пристрою, яка буде найефективніше використовуватись з запропонованою конструкцією.

У зв'язку з ширшим застосуванням в сучасних машинах стриперних апаратів, які дають більше забруднення вороху качанів листям та уламками стебел, виникає невідкладна необхідність попереднього очищення такого вороху від цих домішок перед подачею в відомі качаноочисні пристрої. Підводячи підсумки по ефективності відомих в даний час інструкцій качаноочисних пристроїв слід зазначити, що найбільш перспективним напрямом їх розвитку слід вважати використання очисних апаратів з обгорткоразсікаючими притискними пристроями, переважно щітковими, як найбільш простими за будовою та менш трудомісткими у виготовленні. В процесі досліджень очисного пристрою кукурудзозбирального комбайна ККП-3 нами була розроблена та досліджена схема обгорткоразсікаючого щіткового притискного пристрою. Замість лопатевого притискного пристрою було встановлено чотирьохвальний обгорткоразсікаючий пристрій (рис. 2).

Запропонований апарат для очищення качанів кукурудзи від обгортки складається з блоку зустрічно обертаючихся качаноочисних вальців, притискних барабанів з закріпленими на них еластичними лопатями та двох циліндричних розпушувачів з еластичними капроновими променями. Блоки притискних барабанів та розпушувачів розташовані соосно, тобто на одній осі, тому мають загальний привід.

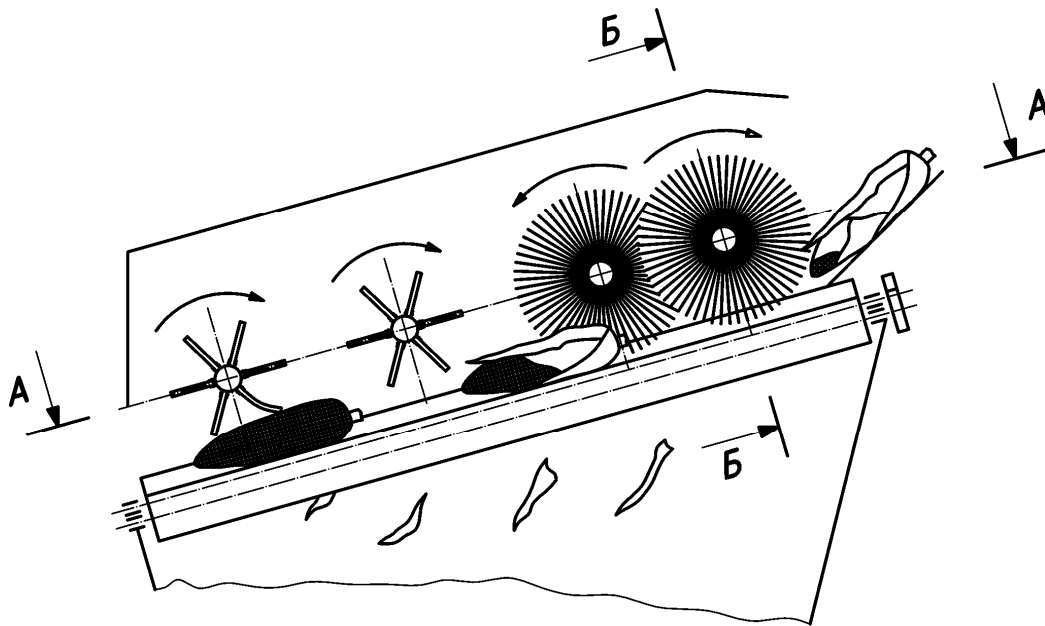


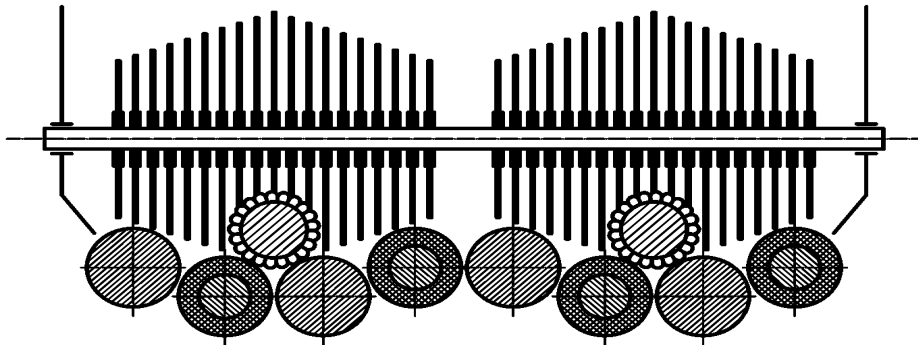
Рисунок 2 - Схема запропонованого качаноочисного апарату з обгорткоразсікаючим притискним пристроєм

У запропонованому качаноочисному апараті лопаті виготовлені із гуми

діаметром 0,5 мм, діаметр щіток 150 мм. На валах притискного пристрою барабани набрані з пакетів таких щіток. Встановлені на вході у качаноочисний апарат два розпушувальні щіткові барабани виконують функції розтину обгортки і притиснення качанів до вальців. Ці барабани підтримуються пружинними підвісками, регулюючими силу притиснення качанів до вальців і зазор між кінцями щіток і вальцями.

Еластичні промені розпушувачів за рахунок збільшеної площі контакту з поверхнею качанів охоплюють їх і інтенсивно розпушують обгортку (рис.3).

**Б-Б**



**А-А**

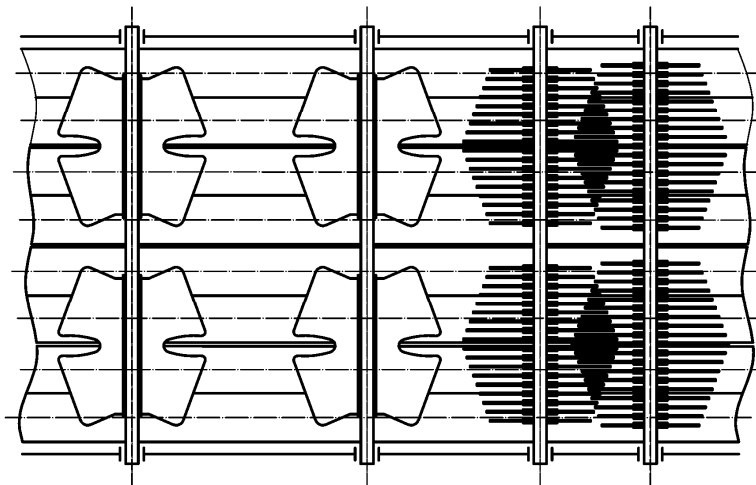


Рисунок 3 - Схема розміщення розпушувачів та притискних барабанів

Для підвищення якості очищення качанів від обгортки розпушувальні барабани встановлюються на вході качанів в очисний пристрій, а за ними розміщуються притискні лопатеві барабани. При цьому напрямок і швидкість обертання першого розпушувача та притискних барабанів співпадають, а другий обертається в протилежний бік і має швидкість обертання в 1,5 разів меншу. Для запобігання забивання розпушувачів обгорткою та домішками еластичні промені виконані двох типорозмірів і розміщуються в шаховому порядку.

В процесі роботи пристрою качани кукурудзи з лотка подаються на очисні вальці та переміщуються по ним, здійснюючи обертовий рух відносно своїх вісей. Притискні барабани та розпушувачі сприяють проходженню качанів кукурудзи по очисних вальцях одним шаром. Завдяки соосності притискних барабанів і розпушувачів забезпечується прямоточність руху качанів по очисним вальцям.

Завдяки різному напрямку та швидкості обертання розпушувачів, еластичні промені діють на обгортку в різних напрямках та з різним зусиллям, що сприяє

збільшенню її розпушування. Розміщення променів в шаховому порядку створює умови більш ретельної дії на обгортку, при цьому не травмуючи зерна качанів кукурудзи. Розпушена обгортка більш інтенсивніше захоплюється очисними вальцями і відокремлюється від качана. Перевага запропонованого очисного апарата складається в інтенсивному розпушуванні та більш повному відокремленні обгортки від качанів, що підвищує якість технологічного процесу очистки та загальну продуктивність.

**Висновки.** Проведеними дослідженнями встановлені оптимальні частоти обертання щіткових барабанів: для тих, що розсікають це 450 об/мин, для тих, що зчищають 385 об/мин. По-кадрове вивчення процесу очищення качанів показало, що обгортки з переважної більшості качанів обриваються вже в першій половині довжини очисних вальців. Обробка великого об'єму лабораторних проб, проведених на макетній установці, дозволила вивести (для оптимальних швидкостей вальців) емпіричні залежності якісних показників роботи обгорткорозсікаючого пристрою від частоти обертання очисних вальців.

## Список літератури

1. Конойме М.И. С учетом пригодности к механизированной уборке / М.И. Конойме, Л.А. Манятине // Кукурудза и сорго. — 1993. — № 5. — С. 57-64.
2. Фізико-механічні властивості рослин, ґрунтів і добрив / Під ред. Буянова А.І. // — М.: Колос, 1972. — 366 с.
3. Буянов А.И. Метод определения оптимальных кинематических режимов работы прижимных устройств. / А.И. Буянов // Тракторы и сельхозмашины — 1965. — №2. — С.19-21.
4. Погорілий Л.В. Зернозбиральна техніка: проблеми, альтернативи, прогноз / Л.В. Погорілий, С.М. Коваль // Техніка АПК. — 2003. — № 7. — С.4—7.
5. Тихоненко О.В. Забезпеченість сільського господарства зернозбиральною технікою як запорука ефективності зернового господарства / О. В. Тихоненко // Економіка АПК. — 2008. — № 7. — С. 36—41.
6. Farm Production Expenditure. 2008 Summari. August, 2009. United States Department of Agriculture. National Agriculture Statistics Servise. — 175 p.

*В. Грубань*

### **Конструктивно-технологические предпосылки совершенствования початкоочистительных устройств**

Определены основные конструктивные и кинематические параметры початкоочистительного устройства адаптированного к современным условиям сбора.

V. Gruban

### **Structurally-technological pre-conditions of perfection of devices are for cleaning of heads**

The basic structural and kinematics parameters of device are certain for cleaning of heads of the collection adapted to the modern terms.

Одержано 16.09.11



УДК 631.355

**М.В. Завірюха, інж.***Миколаївський державний аграрний університет*

## Дослідження процесу різання інтегрованим різальним пристроєм

В роботі проведено аналіз процесу різання і факторів, які впливають на нього. Проведено апроксимацію даних дослідження зусилля різання стебел кукурудзи на маятниковому копрі в динамічних умовах. Визначено спосіб перерізання стебел, який забезпечує найменше зусилля різання інтегрованим різальним пристроєм.

**процес, різання, різальний пристрій, стебла**

**Постановка проблеми.** Аналізуючи енергоємність основних робочих органів кукурудзозбиральних машин було визначено, що зрізання та подрібнення становить в окремих випадках від 25 до 75 % загальної енергоємності, тому саме в цьому напрямку є резерви для економії енергоресурсів, які можливо використати для підвищення продуктивності кукурудзозбиральної техніки.

В зв'язку з великою енергоємністю подрібнення стебел та їх малою поживною цінністю в період збирання кукурудзи на зерно в сучасних кукурудзозбиральних машинах в більшості країн кукурудзяного поясу відмовились від подрібнювальних апаратів. Практика експлуатації пристроїв до зернозбиральних комбайнів показала, що технологія збирання кукурудзи всього біологічного врожаю за один прохід агрегату використовується у господарствах степової зони України. Однак через високу вартість енергетичних матеріалів частина господарств вимушена збирати лише зернову частину врожаю. До того ж, останніми роками різко зменшилось поголів'я ВРХ у господарствах України, що спричинило зменшення виходу органічного добрива, і як наслідок — зменшення на 10—15% вмісту гумусу в ґрунті, а отже, і врожайності сільськогосподарських культур. Зважаючи на ці чинники значна кількість господарств, які добре забезпечені грубими кормами, практикують останніми роками розкидання подрібнених стебел по полю одночасно із збиранням зернової частини врожаю кукурудзи, тобто використання так званої мульчуючої технології обробітку ґрунту [1].

Вивчення механічних властивостей стебла кукурудзи при різанні є необхідним елементом при проектуванні кукурудзозбиральних машин. Це безпосередньо пов'язано з технологічними процесами збирання і первинного обробітку продукту.

Визначити такі важливі характеристики, як зусилля і робота різання неможливо без знання фізики явищ, що виникають під час перерізування стебла, чіткої картини деформації та руйнування стебла лезом.

Так як, в даний час, вивченим залишається достатньо мале коло питань, які пов'язані з процесом різання і майже всі математичні моделі, що використовуються є недостатньо точними, в зв'язку із великим числом змінних величин.

**Аналіз останніх досліджень.** Вивченню цього процесу в різальних апаратах сільськогосподарських машин присвячено багато праць. Першими з них, що започаткували теорію різання лезом ножа і заклали основи теоретичного розрахунку різальних апаратів більшості типів сільськогосподарських машин є дослідження російського академіка В.П. Горячікіна. Йому належить і пріоритет в аналітичному

дослідженні питань про різання з ковзанням. Він встановив, що процес різання ножом полягає в проникненні леза всередину тіла з витісненням своїми гранями часточок матеріалу. При цьому долаються сили нормального тиску і тертя. Ковзаючий рух ножа полегшує проникнення його в матеріал, а дрібна насічка перепилувальною дією порушує зв'язок між часточками [2].

Дослідженнями, проведеними Ю. Ф. Новиковим на твердостебельних культурах, встановлено, що в процесі деформування волокон стебла лезом вони сприймають різні види деформацій: стискання — в поперечному напрямку, розтягу — в поздовжньому, а також згинання і зсуву. Руйнуються волокна здебільшого від поздовжнього розтягу [3].

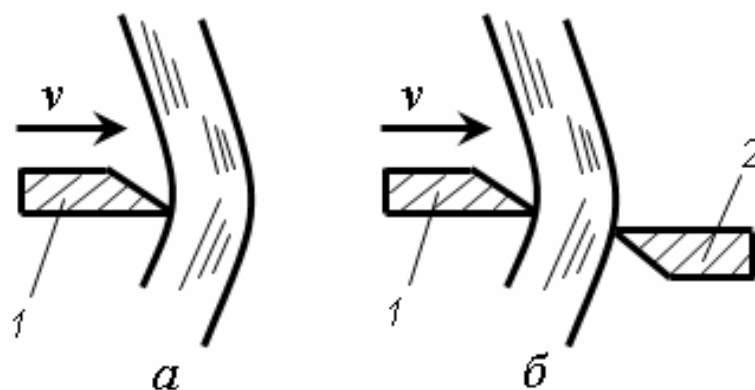
Загалом процес різання можна розділити на дві фази: відхилення стебла ножом та його зрізання. У другій фазі, на думку академіка В.А. Желіговського, потрібно розрізняти процес власне різання, який відтворюється лінією перетину граней леза, і процес входження леза в матеріал.

Дослідженнями Є.Г. Івановського встановлено, що при різанні механічна енергія витрачається на утворення нових поверхонь у матеріалі, на деформацію матеріалу і різального інструменту, на подолання сил тертя при ковзанні матеріалу, що розрізується по поверхні різального інструменту. З фізичної точки зору різання є сукупністю процесів перетворення механічної енергії в інші її види - теплову, електричну, хімічну.

Досвід засвідчує, що процес різання стебел є складним періодичним процесом, що відбувається з визначеною частотою зміни фаз стискання-розтягу. Ця частота залежить від геометрії різального інструмента: чим гостріше лезо, менший кут загострення і більший кут нахилу леза (або коефіцієнт ковзання), тим вища частота коливань. Збільшення останньої відповідає локалізації руйнування біля леза, що зумовлює зменшення зусилля різання.

**Мета роботи.** Провести аналіз процесу різання і факторів, які впливають на нього на маятниковому копрі в динамічних умовах. Виконати апроксимацію даних дослідження зусилля різання стебел кукурудзи. Визначити спосіб перерізання стебел, який забезпечує найменше зусилля різання інтегрованим різальним пристроєм.

**Результати досліджень.** У відомих конструкціях вітчизняних і зарубіжних кукурудзозбиральних машин широко застосовують апарати зі зворотно-поступальним, обертальним і, рідше, з коливальним рухом ріжучих елементів, але всі їх можна поділити на апарати з механічним (б) і інерційним (а) підпором стебел в момент їх різання (рис. 1).



1- рухомий різальний елемент; 2 – нерухома протиризальна пластина

Рисунок 1 - Апарати з інерційним (а) та механічним (б) підпором стебел

Апарати з інерційним підпором стебел механічних протиризальних (підпірних) елементів не мають, тому швидкість руху ріжучих елементів у цих апаратах значно перевищує швидкість ріжучих елементів з механічним підпором. Підвищення швидкостей різання дозволяє ефективно використовувати інерційний опір стебел, що

закріплені на корені, удару ріжучих елементів у момент різання, що замінюють у цих апаратах механічний підпір стебел.

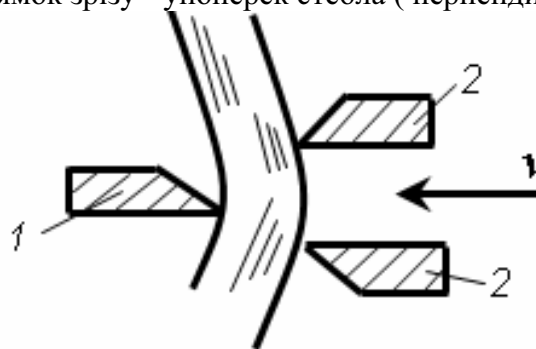
До недоліків апаратів з інерційним підпором відноситься те, що ріжучі апарати даного виду здатністю самоочищення не володіють, тому при підвищених швидкостях руху досить часто забиваються. В конструкціях широкозахватних жниварок вимагають складних механізмів приводу ріжучих елементів і мають підвищену енергоємність. Ріжучі апарати цього типу використовуються лише в потокових кукурудзозбиральних машинах і тут важливе місце відіграє ціленаправленість руху стебла.

Апарати з механічним підпором стебел мають ріжучі і механічні протирізальні (підпірні) елементи. Ріжучі елементи виконують рухливими, а протирізальні - переважно нерухомими. Зрізання стебел у цих апаратів відбувається при порівняно невеликих швидкостях ріжучих елементів.

До недоліків слід віднести кількість подвійних зрізів на пожнивних залишках. Подвійний зріз відбувається в тому випадку, коли стебло не перерізається повністю при одному ході ножа і дорізається зворотнім рухом ножа, що збільшує висоту зрізання і втрати стебел на ґрунті, які складають 9,5%. Середнє значення висоти зрізу при збільшенні швидкості руху збирального агрегату від 3,8 до 10,8 км/год збільшується до 14 см, що визвано згинанням стебел після прокатування вальцями до моменту зрізання і частковим напрямленням їх в зону повз протирізальних пластин.

Для усунення вищевказаних недоліків, на базі проблемної лабораторії Миколаївського ДАУ, по вдосконаленню основних робочих органів збиральних машин, проводились дослідження процесу різання стебел кукурудзи в динамічних умовах на маятниковому копрі, а також оптимізація геометричних параметрів копра для встановлення необхідної швидкості різання.

Досліджувалось різання стебел кукурудзи з одно- та двостороннім протирізальним елементом (рис. 2). Гострота леза (товщина різальної кромки) при випробуваннях знаходилась в межах 50-100 мкм. Зазор між різальною і протирізальною частинами пристрою не повинен перевищувати 1-2 мм. Довжину різання витримують у межах 50 - 100 мм. Напрямок зрізу - уперек стебла ( перпендикулярно волокнам).



1- нерухомий ніж; 2 – рухомі протирізальні елементи

Рисунок 2 - Схема різання з подвійним підпором

Експеримент проводився відповідно методики, яка детально описана у відповідних джерелах [4]. Для встановлення відповідності отриманої моделі експериментальним результатам проводилась перевірка її адекватності за допомогою критерію Фішера та перевірка її відтворюваності за критерієм Кохрена.

У результаті проведених дослідів встановлено, що при швидкості ножа 2—10 м/с і гострому лезі, вертикально стояче одиночне стебло не перерізається в суворо вертикальному положенні. При зустрічі ножа зі стеблом в момент удару відбувається одночасне зростання зусиль в ножі і розтягування стебла. У момент різання ніж багаторазово вдарає стебло зі зменшенням амплітуди і частоти удару. При достатньому

вигини стебла, коли сила інерції надасть необхідний опір подальшому відхиленню стебла, останній починає зрізатися ножом.

Була проведена апроксимація експериментальних даних зусилля різання від діаметру стебла кукурудзи, який зменшується від кореня до суцвіття [5]. Результати цього аналізу представлені у вигляді залежностей при різній вологості стебел для процесу різання з одиничним та подвійним підпором стебел кукурудзи (рис. 3).

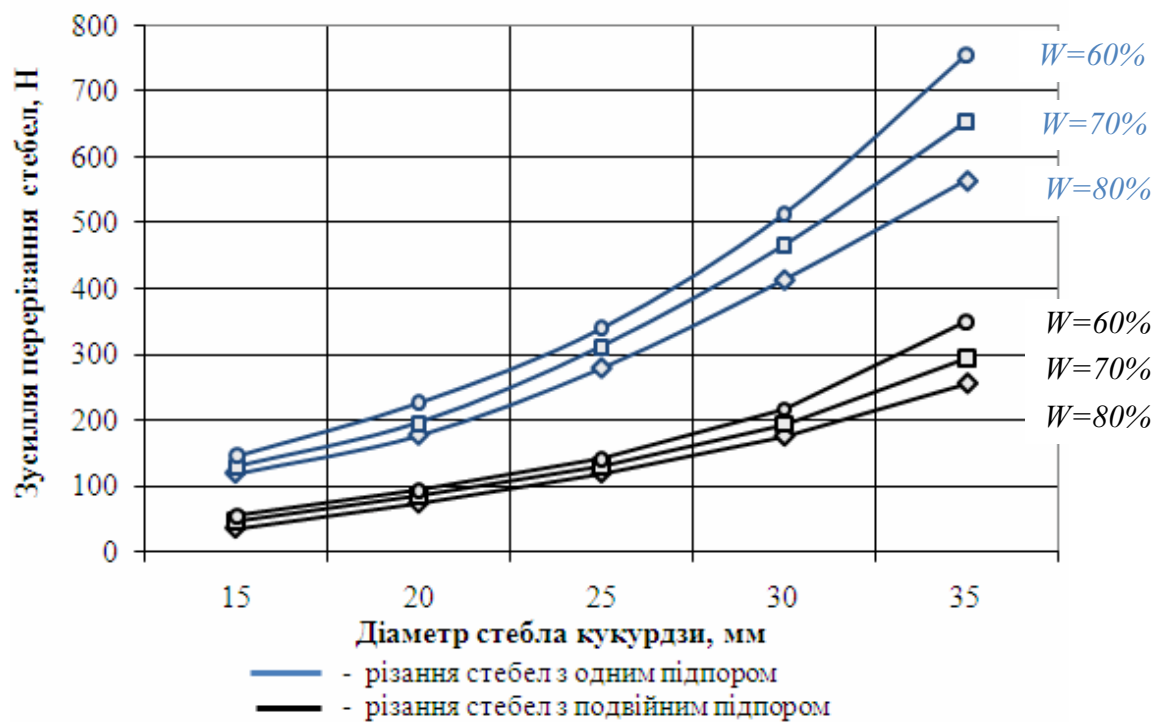


Рисунок 3 - Апроксимація експериментальних даних для гібриду «Арабіка»

Дані отримані в результаті апроксимації занесені до табл. 1.

Аналізуючи дані апроксимації можна зробити висновок про відтворюваність та адекватність даних експериментів. Математичні моделі описують закони зміни зусилля різання ( $y$ ) від діаметру стебел кукурудзи ( $x$ ) в залежності від вологості стебел.

Таблиця 1 - Аналіз апроксимації експериментальних даних

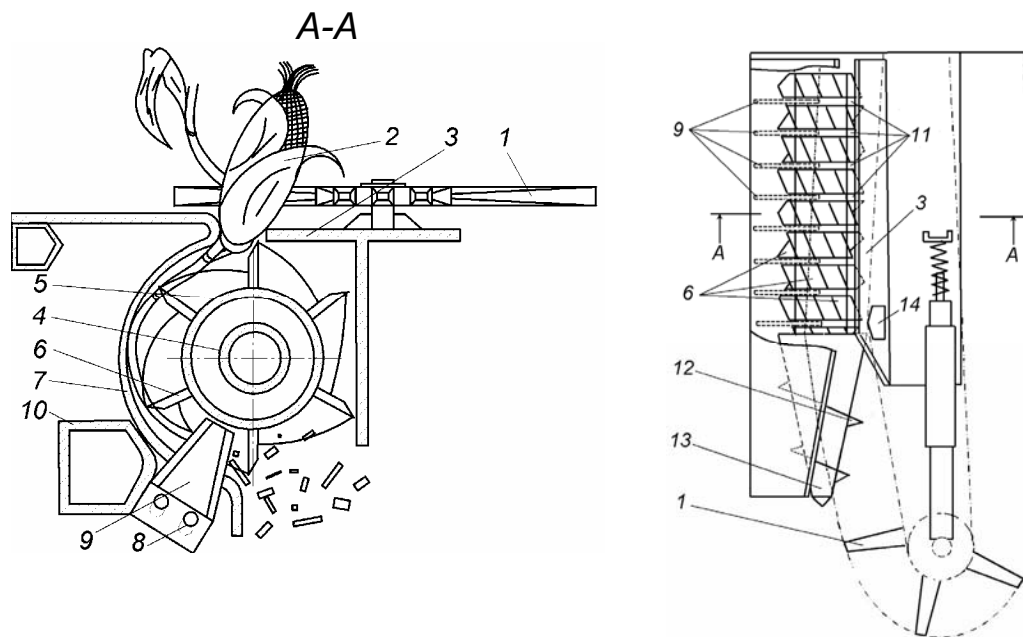
Вологість стебел кукурудзи, %	Вид різання	Рівняння математичної моделі полінома 2-го ступеня	Перевірка адекватності		Перевірка відтворюваності	
			$F_{\text{розрах}}$	$F_{\text{табл.}}$	$G_{\text{розрах}}$	$G_{\text{табл.}}$
W=30	одно-підпорне	$y=0,6229 \cdot x^2 - 8,623 \cdot x + 105,543$	0,003	2,8	0,0122	0,1259
	двох-підпорне	$y=0,2686 \cdot x^2 - 2,589 \cdot x + 14,824$	0,0019		0,0204	
W=50	одно-підпорне	$y=0,8057 \cdot x^2 - 13,846 \cdot x + 153,886$	0,009		0,0187	
	двох-підпорне	$y=0,84171 \cdot x^2 - 8,657 \cdot x + 84,057$	0,0065		0,0945	
W=70	одно-підпорне	$y=1,094 \cdot x^2 - 24,574 \cdot x + 271,314$	0,0036		0,0532	
	двох-підпорне	$y=0,6229 \cdot x^2 - 16,784 \cdot x + 170,343$	0,0117		0,1044	

Зріз групи стебел, які не мають опори, невпорядкований щодо вигину і зусилля різання, а зріз стебла, що має дві опори, відбувається стабільно, швидко якісно і при менших зусиллях.

За даними різних джерел, коефіцієнт пружності при зрізі стебла, що має дві опори, в сотні разів більше коефіцієнта пружності стебла при його консольному закріпленні. Отже, стеблу, яке спирається на дві опори, досить прогнутися на досить незначне значення, щоб реакція пружних сил була достатньою для його зрізу при дуже малій швидкості ножі.

В результаті проведених досліджень була розроблена принципово нова схема адаптованого одновальцевого качановідокремлювального апарату з інтегрованим різальним пристроєм (рис. 4).

Апарат складається з протягувального вальця 4, на який встановлена насадка з рифами 6, які виконані у вигляді одновиткової спіралі. Це дозволяє розподілити зусилля взаємодії рифа з ножом в часі, що зменшує енергоємність операцій різання та подрібнення. В рифах вирізані пази 11 для заходу ножів 9. Протягувальний валець 4 частково розташований в кожусі 7, з заводним конусом 13 та шнековими рифами 12. Для відокремлення качана 2 над протягувальним вальцем 4, з можливістю регулювання зазору, встановлена стриперна пластина 3. Над основою кожуха встановлено нескінченний ланцюг із захоплюючими лапками 1 та натяжний пристрій 14. Під протягувальним вальцем 4 розташований інтегрований різально-подрібнювальний пристрій, який складається з восьми нерухомих сегментних ножів 9, що закріплені на рамі 10. Зазор між ножами 9 та ротором регулюється пазами 8.



1 - подавальний ланцюг з лапками; 2 - качан кукурудзи; 3 - стриперна пластина; 4 - протягувальний валець; 5 - насадка; 6 - загострені протягувальні ребра; 7 - кожух; 8 - регулювальні пази; 9 - система ножів; 10 - рама; 11 - пази в протягувальному вальці, для заходу ножів; 12 - шнекові рифи; 13 - заводний конус; 14 - натяжний пристрій

Рисунок 4 - Схема адаптованого качановідокремлювального апарату

Апарат працює таким чином. Стебла кукурудзи подавальним ланцюгом з лапками 1 та шнековими рифами 12 заводного конуса 13 заводяться в простір 2 стриперної пластини 3, відстань якої менша середнього діаметру качана. Протягувальний валець 4, обертаючись в кожусі 7, протягує стебла та заводить їх в простір між основою кожуха та стриперною пластиною 3. При протягуванні стебло

щільно затиснене між рифами 6 протягувального вальця 4 та кожухом 7. Далі стебло за допомогою інтегрованого різально-подрібнювального апарату одночасно підрізається, протягується та подрібнюється. Привід різально-подрібнювального апарату дозволяє регулювати висоту зрізання стебел кукурудзи, а в залежності від кількості ножів та швидкості обертання – довжину різки.

Дане виконання інтегрованого різального апарату з системою сегментних ножів дозволяє використовувати для подрібнення спосіб різання листостеблової маси з подвійним механічним підпором (рис. 2), що принципово відрізняється від способів різання листостеблової маси, які використовуються в даний час (рис. 1).

Графічні залежності свідчать про ефективність використання різання з подвійним протирізальним елементом перед одиничним. Зусилля різання зменшується в межах 2,1-2,6 разів в порівнянні зі звичайним одно підпорним різанням. Ефективність використання даного методу полягає також у великій інерційній силі рухомого протирізального елемента (протягувального вальця з пазами для заходу ножів), що забезпечить ще більше зменшення зусилля різання, в порівнянні з однопідпорним.

**Висновок.** Розроблена експериментальна модель адаптованого одновальцевого качановідокремлювального апарату з інтегрованим різальним пристроєм потребує подальших досліджень з визначення енергетичних та якісних показників виконання технологічних операцій.

Актуальними залишаються питання поєднання технологічних операцій, тобто розширення функціональних можливостей робочих органів. Ці питання потребують створення принципово нових видів робочих органів, теоретичного та практичного обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів їх роботи.

## Список літератури

1. Адаптированный початкоотделяющий аппарат : Материалы Международной научно-практической конференции (Минск 19-20 октября 2010 г) Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве. — Минск : НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства, 2010. — №5. — С. 32-37.
2. Шатилов К.В. Кукурузоуборочные машины / К.В. Шатилов, Б.Д. Козачок, А.П. Орехов и др. — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1981. — 224 с.
3. Красниченко А.В. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин / А.В. Красниченко. — М. : Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1961. — 860 с.
4. Ярцева М.Б. Методика математического планирования эксперимента / М.Б. Ярцева. — М. : Наука, 1973. — 140 с.
5. Третьяк Л.Н. Обработка результатов наблюдений: учебное пособие / Л.Н. Третьяк. — Оренбург: ГОУ УГО, 2004. — 171 с.

*Н. Завируха.*

### **Исследование процесса резания интегрированным резальным аппаратом**

В работе проведен анализ процесса резания и факторов, влияющих на него. Сделана аппроксимация данных исследования усилия резания стеблей кукурузы на маятниковом копре в динамических условиях. Определен способ резания стеблей, который обеспечивает наименьшее усилие резания интегрированным режущим устройством

*M. Zaviryuha.*

### **Investigation of integrated cutting of cutting device**

We analyzed the cutting process and factors affecting it. Made approximation of data research efforts on cutting corn stalks pendulum copra in dynamic conditions. A procedure of cutting the stems, which provides the least cutting force integrated cutting device

Одержано 16.09.11

УДК 621.867

І.М. Ілюшик, інж.

*Луцький національний технічний університет*

## Експериментальні дослідження динаміки процесу екскавації сапропелів грейфером

У статті розроблено методику дослідження динаміки процесу екскавації сапропелів грейфером, що передбачає застосування універсальної виміральної системи.

**сапропель, вимірвальна система, датчик, грейфер, зусилля, канатна установка, екскавація**

**Постановка проблеми.** Ефективність, а в значній мірі і безпека роботи підвісних систем, визначається роботою несучого каната. При підніманні та переміщенні вантажу спостерігаються значні коливання канатів. Це викликає виникнення додаткових динамічних зусиль, які необхідно врахувати при розрахунку канатної оснастки та інших основних елементів підвісної транспортної установки.

**Огляд останніх досліджень.** В області динаміки і вантажопідіймальних канатів стаціонарних та мобільних підвісних систем відомі роботи Барата І.Є., Плавінського В.І., Белої Н.М., Матвеева Є.М. та ін. В роботах названих авторів отримані основні залежності, які описують характер динаміки тягових і вантажопідіймальних канатів для найбільш небезпечних режимів роботи. Зусилля в тягових і вантажопідіймальних канатах створюються за рахунок їх намотування на барабани лебідок і визначаються характером її роботи. В своїх роботах Комаров М.С., Козак С.А., Гохберг М.М. підтвердили можливість зведення реальних механізмів до спрощених розрахункових схем і навели методики розробки математичних моделей.

Математичні моделі для підвісних канатних установок, як складних технічних систем, розроблено проф. Мартинцівим М.П. Однак, ці моделі носять загальний характер [1...3]. В них не враховано таких факторів, як зміну опорів руху вантажу в залежності від прогинів каната та швидкості руху каретки, впливу вітрового навантаження та ін.

Тому **метою досліджень** є проведення додаткових досліджень із визначення впливу даних факторів на роботу канатної установки, що має специфічне застосування, для подальшого уточнення існуючих та розробки нових математичних моделей.

**Результати дослідження.** Одним із таких факторів, що має значний вплив на роботу канатної установки для добування сапропелів, є відрив грейфера від покладів. При цьому відбувається розгойдування несучого каната, що ускладнює переміщення каретки, а також може порушити балансування підвіски грейфера і, як наслідок, спричинити самовільне його відкривання. Важливою характеристикою даного явища є зусилля відриву, яке було визначено за допомогою експериментальних досліджень.

Експериментальні дослідження проведено на оз. Синеве, що знаходиться в Старовижівському районі Волинської області. На даному родовищі здійснюють добування сапропелів з використанням екскаватора на понтоні обладнаного грейфером місткістю  $1,5 \text{ м}^3$  (рис. 1).



Рисунок 1 - Загальний вигляд установки для добування сапропелів.

Для дослідження параметрів динамічних навантажень застосовано універсальну вимірювальну систему на базі портативного комп'ютера, що забезпечує проведення комплексного дослідження складних механічних структур в реальних умовах експлуатації. Структурна схема вимірювальної системи зображена на рис. 2.

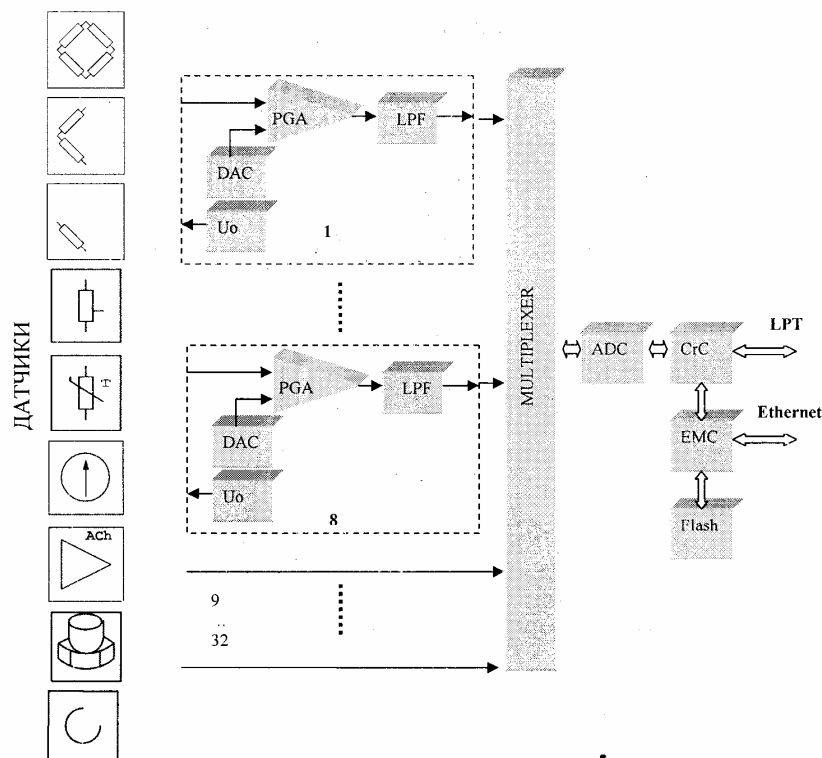


Рисунок 2 - Структурна схема універсальної реєструючої системи

Система має такі основні технічні характеристики:

- загальна кількість каналів: 32;
- число універсальних вимірювальних каналів: 8;
- частота дискретизації може задаватись в межах від 1 Гц до 2 кГц (на канал);



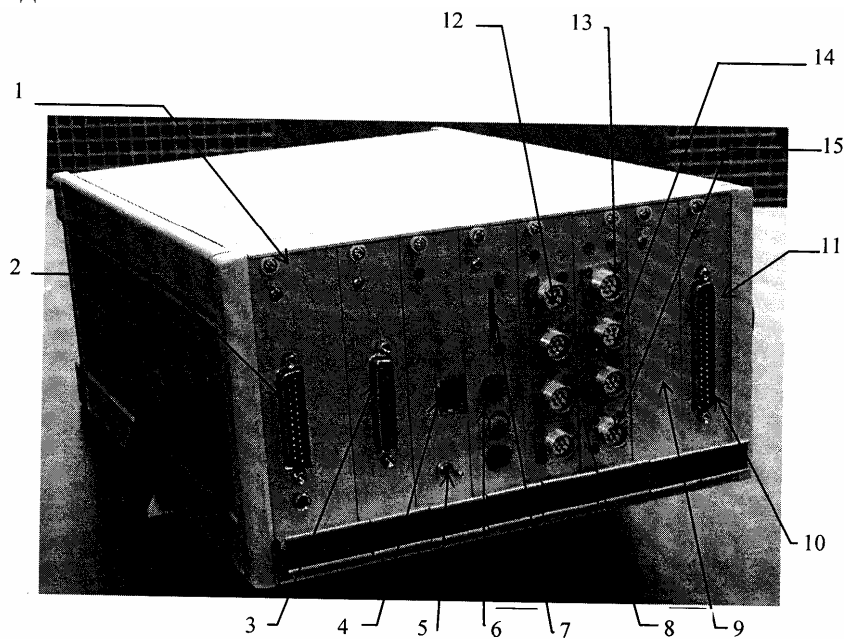
– час реєстрації інформації в автономному режимі роботи обернено пропорційний частоті дискретизації. Так, при частоті дискретизації 2 кГц і об'ємі Flash диска 256 МБ час реєстрації складає 52 хв.;

– результати вимірювань фіксуються в 32-х текстових файлах, що дозволяє виконувати наступну обробку інформації, використовуючи відомі програмні пакети.

Основні технічні характеристики вимірювальних каналів:

- мінімальний опір резистивних датчиків: 50 Ом;
- живлення датчиків напругою постійного струму: 0,5 В; 2,0 В; 5,0 В;
- коефіцієнт підсилення в режимі роботи з тензорезисторами: 100х1; 2; 4; 8; 16; 32; 64; 128;
- режим вимірювань: статодинаміка;
- діапазон початкового балансування тензомостів, приведений до номінального опору тензорезистора:  $\pm 2\%$ ;
- температурний дрейф нуля, не більше:  $\pm 1$  мкВ/°С;
- основна похибка каналу, не більше:  $\pm 0,2\%$ ;
- діапазон можливого зміщення нуля:  $\pm 5$  В;
- частоти зрізу ФНЧ: 4; 8; 16; 20; 32; 40; 64; 80; 128 Гц.

Для вимірювання тягових зусиль в комплект системи входить силосимірювальний пристрій (рис. 3). Діапазон вимірювання зусиль 0,2...200 кН з точністю до 2%.



1 – крейт-контроллер LC-014; 2 – вихідний роз'єм паралельного порта крейт-контролера; 3 – роз'єм паралельного порта мікрокомп'ютера; 4 – роз'єм Ethernet; 5 – перемикач режиму роботи «запис/читання»; 6 – кнопки керування («старт», «стоп», «зміщення нуля»); 7 – індикатор режиму запису; 8 – входні роз'єми вимірювальних каналів; 9 – модуль аналого-цифрового перетворення LC-301; 10 – модуль комутатора LC-101; 11 – роз'єм аналогових входних сигналів комутатора LC-101; 12 – роз'єми універсальних вимірювальних каналів 1...4; 13 – роз'єм універсального вимірювального каналу 5; 14 – роз'єми каналів під'єднання датчиків віброприскорення (канали 6, 7); 15 – роз'єм каналу вимірювання кутової швидкості (канал 8)

Рисунок 3 - Загальний вигляд реєструючого блоку універсальної вимірювальної системи та основні його характеристики

Щоб уникнути входження датчиків у воду, попередньо опускали грейфер на поклади сапропелю до послаблення піднімального каната. Силосимірювальний пристрій встановлювали на піднімальний кант згідно схеми зображеної на рис. 4. Після вмикання системи вимірювання розпочинали процес підйому грейфера, при цьому

відбувались його наповнення, відрив від покладів сапропелю та подальший підйом над поверхнею водойми (рис. 5). Екскавацію проводили з глибини 4, 6 та 8 м.



Рисунок 4 - Схема закріплення динамометра на тяговому канаті



Рисунок 5 - Наповнений грейфер

Отримані результати показали, що для відриву грейфера від покладів сапропелю необхідно прикласти значне зусилля, яке близьке до розривного зусилля піднімального каната, що застосовується на екскаваторі. Згідно попередньо проведених досліджень із визначення фізико-механічних властивостей сапропелів, зусилля зрізу та зчеплення збільшуються із збільшенням глибини залягання покладів та зменшення вологості (рис. 6,7). Тому за даних умов розробку покладів сапропелю проводять на глибині до 8 м. Для збільшення глибини розробки можна застосовувати грейфер меншої місткості, але це спричинить збільшення вартості розробки.

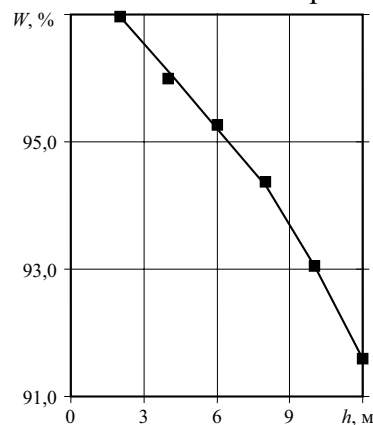


Рисунок 6 - Залежність вологості органічного сапропелю від глибини залягання

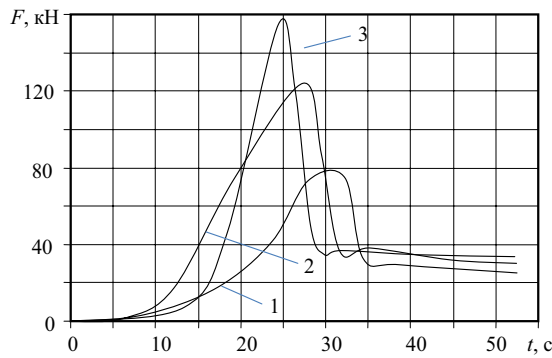


Рисунок 7 - Залежність сили виходу  $F$  грейфера від часу  $t$  при глибині залягання  $h$ : 1 –  $h=4$  м; 2 –  $h=6$  м; 3 –  $h=8$  м

В результаті проведених досліджень, можна зробити висновок, для застосування грейфера на канатній установці необхідно вжити заходів із зменшення зусилля відриву.

## Список літератури

1. Мартинців М.П. Дослідження роботи канатної лісотransпортної установки, як технічної системи // Науковий вісник. Лісівничі дослідження в Україні. Вип. 9.1 – Львів: УкрДЛТУ, 1999. – С. 263-270.
2. Мартинців М.П. Динаміка канатних лісотransпортних установок // Науковий вісник. Збірник науково-технічних праць. Вип. 10.2 – Львів: УкрДЛТУ, 2000. – С. 116-122.
3. Мартинців М.П., Тисовський Л.О., Боратинський О.В., Рудько І.М. Аналіз роботи канатної лісотransпортної установки, як складної системи // Науковий вісник. Збірник науково-технічних праць. Вип. 12.8 – Львів: УкрДЛТУ, 2002. – С. 116-122.
4. Дідух В.Ф., Булік Ю.В., Грабовець В.В. Дослідження фізико-механічних властивостей сапропелів // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей, випуск 13 – Луцьк: Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ, 2005. – С. 90-99.

*И. Илюшук*

### Экспериментальные исследования динамики процесса экскавации сапропеля грейфером

В статье разработана методика исследования динамики процесса экскавации сапропелей грейфером, предусматривающая применение универсальной измерительной системы.

*I. Ilyushik*

### The Experimental Study Of Dynamics Of Sapropel Excavation By A Grapple

There is a dynamics study method of the sapropel grab excavation process that involves the application of universal measuring system developed in the article.

Одержано 30.09.11

УДК 631. 355. 075

**В.Є Пилип, інж.**

*Миколаївський державний аграрний університет*

## Розробка адаптованого пристрою для збирання кукурудзи

Запропонована принципово нова конструкція начіпного кукурудзозбирального комбайна. За рахунок запропонованих технічних рішень суттєво підвищується ефективність виконання технологічного процесу очищення качанів від обгортки при значному зменшенні габаритних розмірів кукурудзозбирального комбайна.

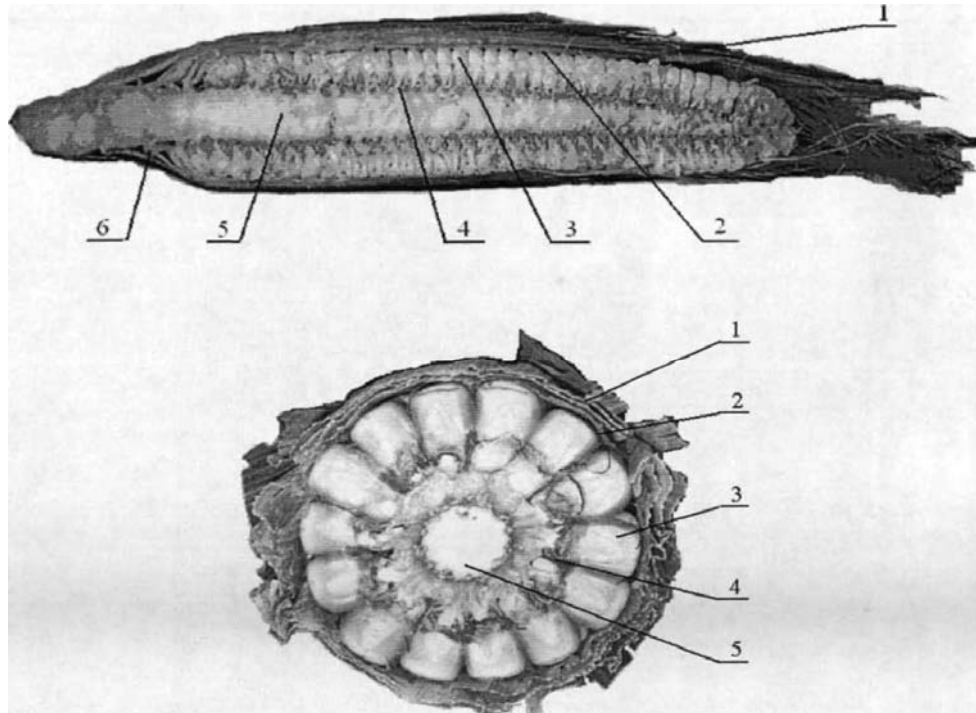
**кукурудзозбиральний комбайн, качаноочисний апарат, качан кукурудзи, передочисні вальця, качаноочисні вальця, підвищення ефективності**

**Постановка проблеми.** Сучасний технічний рівень кукурудзозбиральної техніки, як і всіх існуючих сільськогосподарських машин, визначається ступенем досконалості основних робочих органів, а також показниками якості виконання технологічного процесу, надійності, енергоємності та матеріаломісткості. При цьому критерії якості виконання технологічного процесу регламентуються агротехнічними вимогами на машину для збирання кукурудзи на зерно [1]. Без дотримання цих основних складових будь-яка кукурудзозбиральна техніка не може називатися сучасною та ефективною та бути конкурентоспроможною.

Якщо проаналізувати, в якому стані знаходиться зараз в Україні сільськогосподарське машинобудування, особливо це питання стосується збиральної техніки, її відповідність міжнародним вимогам якості, стандартизації і сертифікації, то можна побачити, що якість будь-якої машини або комбайна є ще дуже низькою. Як і в недалекому минулому так і зараз надійність і довговічність сучасних сільськогосподарських машин значно поступається світовим стандартам [2].

**Аналіз останніх досліджень.** Роботи по вдосконаленню робочих органів кукурудзозбиральної техніки проведені різними науково-дослідними інститутами колишнього СРСР та конструкторськими бюро закордонних фірм. Деякі теоретичні розробки в цій галузі проведені такими відомими вченими як Л.І. Анісімовою, М.В. Тудельом, П.П. Карпушою, К.В. Шатиловим, В.Т. Бондарьовим, М.Е. Резником та іншими. Ці роботи переважно присвячені теоретичному обґрунтуванню протягування стебел, відокремленню качанів, розрахунку пропускної здатності та продуктивності збиральних машин і не висвітлюють питання вдосконалення технологічного процесу роботи та конструктивної схеми кукурудзозбиральної техніки.

**Викладення основного матеріалу.** Останніми роками з'явилося багато нових високоврожайних сортів та гібридів кукурудзи які мають качани з щільноприлягаючими обгортками. Розширюються посіви кукурудзи на багарних ділянках. На таких ділянках дуже часто качани після дозрівання ще довго мають майже зелені та щільні по поверхні зерен обгортки (рис. 1).



1 – шар обгортки; 2 – зона контакту обгортки та зерна; 3 – зерновий шар;  
4 – зона кріплення зерна до стрижня; 5 – стрижень; 6 – зона кріплення обгортки

Рисунок 1 - Качан кукурудзи в розрізі

Як відомо, щільноприлягаючі обгортки погано захоплюються очисними вальцями, внаслідок чого ступінь очищення в таких умовах різко знижується. На рис. 2 представлений очищений качан кукурудзи від обгортки, з якого видно яка виникає складність відокремлення всього обгорткового шару та які потрібні зусилля на реалізацію даної технологічної операції[3].

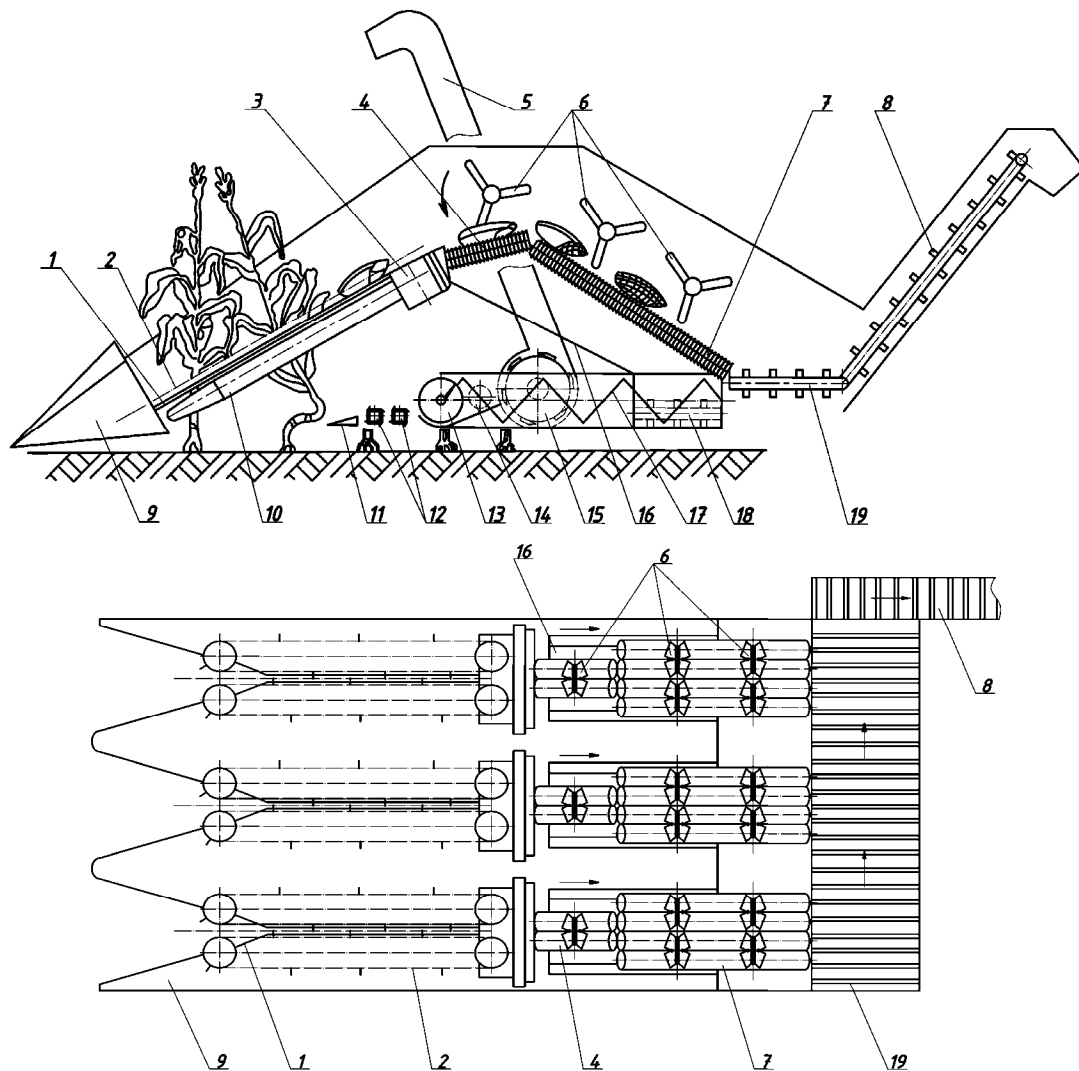
Крім високої енергомісткості роботи, великих габаритних розмірів качаноочисного апарату та підвищених втрат листостеблової маси існує основний недолік, який характеризує якість очищення качанів від обгорток, який становить в серійних кукурудзозбиральних комбайнах близько 75-80%, що суттєво не задовольняє агротехнічним вимогам [4,5].



Рисунок 2 - Качан кукурудзи очищений від обгортки

В зв'язку з цим, під час розробки принципово нової конструктивної схеми качаноочисного апарату, основною задачею та вимогою при проектуванні було покращення якості виконання технологічного процесу збирання всього біологічного врожаю кукурудзи, підвищення ефективності виконання технологічного процесу очищення качанів від обгортки та зменшення габаритних розмірів кукурудзозбирального комбайна.

Для вирішення поставленої задачі в проблемній лабораторії факультету механізації с/г Миколаївського ДАУ запропонована нова технологічна спрощена загальна конструктивна схема комбайна, що полягає у повній відмові від серійного качаноочисного апарату, а замість його за руслами качановідокремлювальних апаратів була послідовно розташована пара передочисних та дві пари качаноочисних вальців з встановленими над ними притискними бітерами. Конструктивна схема запропонованого кукурудзозбирального комбайну представлена на рис. 3.



а – загальна схема запропонованого комбайну, б – схема руху качанів в запропонованій конструкції комбайну, вид зверху; 1 – стріперні пластини; 2 – транспортуючі ланцюги; 3 – привідна коробка; 4, 7 – очисні вальці; 5 – силосопровід; 6 – бітер; 8 – елеватор; 9 – миси; 10 – протягувальні вальці; 11 – різальний апарат; 12, 14 – бітери; 13, 17 – шнек; 15 – подрібнювальний апарат; 16 – скатна дошка; 18, 19 – транспортери

Рисунок 3 - Конструктивна схема запропонованого кукурудзозбирального комбайну

Запропонований кукурудзозбиральний комбайн містить встановлений під кутом до горизонту качановідокремлювальний апарат, який складається з зустрічно обертаючихся протягувальних вальців 10, над якими розташовані стріперні пластини 1

та транспортуючі ланцюги 2 з лапками. За вальцями 10 встановлена привідна коробка 3, що приводить в рух вальці 10 та транспортуючі ланцюги 2.

Прямоточно протягувальним вальцям 10, з меншим кутом нахилу до горизонту ніж качановідокремлювальний апарат, встановлена передочисна пара вальців 4, які обертаються на зустріч один одному. За передочисними вальцями 4 з розпушувальним пристроєм, розташовані дві пари вальців 7, що складають качаноочисний апарат, який поєднує функцію очищення качанів від обгортки та їх транспортування до транспортеру 19, та вивантажувального елеватора 8. Над вальцями 4 та 7 встановлені роторно-лопатеві батареї притискних бітерів 6 з еластичними лопатями, які призначені для притискання качанів до вальців 4 і 7, покращення розподілу качанів по ложу вальців і переміщення качанів по робочій поверхні качаноочисного апарату. Для збирання обгортки качанів під качаноочисними вальцями 7 встановлена скатна дошка 16, транспортер обгортки 18 та шнек обгортки 17.

Для зрізування стебел під качановідокремлювальним апаратом розташований безпальцевий різальний апарат 11 за яким послідовно встановлена пара бітерів 12 і шнек 13 з двохсторонньою навивкою та подрібнювальний апарат 15, обладнаний силосопроводом 5. Для ущільнення листостеблової маси між шнеком 13 і подрібнювальним апаратом 15 встановлений приймальний бітер 14.

Привід качановідокремлювального, передочисного та очисного, подрібнювального апаратів, шнеків, бітерів та транспортерів здійснюється від вала відбору потужності енергетичного засобу. Апарат працює таким чином. При русі кукурудзозбирального комбайну вздовж рядків кукурудзи її стебла спрямовуються мисами 9 в русло, захоплюються транспортуючими ланцюгами 2 та подаються до качановідокремлювального апарату. Обертаючись назустріч один одному вальці 10 затискають стебла та протягують їх між стріперними пластинами 1 де відбувається відокремлення качанів. Відокремлені качани, разом з утворившимися в результаті відокремлення листостебловими домішками, транспортуються ланцюгами 2 по пластинах 1 і корпусу 3 на передочисні вальці 4, де попередньо очищаються від залишків листостеблової маси, поздовжньо орієнтуються в просторі та частково звільняються від обгортки. Лопатями бітера 6 качани з передочисних вальців 4 прямоточно, не втрачаючи поздовжньої орієнтації, подаються на качаноочисні вальці 7, які попарно обертаються назустріч один одному, захоплюють обгортку, відокремлюють її від качанів та лопатями бітерів 6 транспортують останні до транспортеру очищених качанів 19. Транспортер 19 збирає з усіх русел комбайна очищені качани та транспортує їх на вивантажувальний елеватор 8, а він в свою чергу направляє качани у причеп, приєднаний до комбайну.

Обгортка качанів разом з листостебловими домішками, які відокремились на доочисних вальцях 4, по скатній дошці 16 самопливом надходять на транспортер обгортки 18, який через шнек обгортки 17 транспортує її до шнеку 13. Стебла, протягнуті вальцями 10, зрізуються різальним апаратом 11 і через бітери 12 транспортується до листостеблового шнека 13. Шнек 13 збирає листостеблову масу з усієї ширини захвату жатки і подає її разом з потоком обгортки качанів, після ущільнення приймальним бітером 14, до подрібнювального апарату 15 де вона подрібнюється. Подрібнена маса через силосопровід 5 потрапляє у транспортний засіб, що рухається поряд.

**Висновки.** Завдяки такому технічному рішенню передочисні вальці дають змогу підвищити чистоту вороху неочищених качанів шляхом відокремлення листостеблових домішок, що утворились при їх відокремленні, поздовжньо зорієнтувати качани та частково звільнити їх від обгортки, що суттєво підвищує ефективність основних качаноочисних вальців. А поєднання в качаноочисних вальцях основної функції очищення та додаткової функції транспортування качанів до вивантажувального

елеватора, без додаткових конструктивних пристроїв дає змогу значно зменшити габаритні розміри комбайна.

## Список літератури

1. Конойме М.И. С учетом пригодности к механизированной уборке / М.И. Конойме, Л.А. Манягине // Кукуруза и сорго. – 1993. – № 5. – С. 57-64.
2. Кукурузоуборочные машины / К.В. Шатилов, Б.Д. Козачок, А.П. Орехов и др. – М.: Машиностроение, 1981. – 224 с.
3. Бондаренко О.В. Вивчення фізико-механічних характеристик качанів кукурудзи та листостеблової маси / О.В. Бондаренко, О.І. Ракул, В.А. Грубань, В.Є. Пилип // Збірник науково-методичних праць, Випуск 17, «Аграрна освіта», Київ 2009. – С. 104 – 112.
4. Балкаров Р.А. Обоснование оптимальных параметров кукурузоуборочных агрегатов. / Р.А. Балкаров // В кн.: Повышение производительности машино-тракторных агрегатов. Сборник научных трудов – Москва, 1985 Изд. МИИСПа. – С. 84-86.
5. Кукурузозбиральні комбайни: теоретичні основи, конструкція, проектування. Навчальний посібник / К.І. Шмат, О.Є. Самарін, Є.І. Бондарев, О.В. Мигальов. – Херсон: ОЛДІ-плюс, 2009. – 140 с.

*В. Пилип*

### **Разработка адаптированного устройства для сбора кукурузы**

Предложена принципиально новая конструкция навесного кукурузоуборочного комбайна. За счет предлагаемых технических решений существенно повышается эффективность выполнения технологического процесса очистки початков от обертки при значительном уменьшении габаритных размеров кукурузоуборочной комбайна.

*V. Philip*

### **Adapted development device for collection corn**

Proposed a radically new design hinged corn harvester. Due to the proposed technical solutions significantly increases the efficiency of the process clearance cobs of wrappers with significantly reduced dimensions corn harvester.

Одержано 16.09.11



УДК 631.355.075

О.І.Ракул, інж.

*Миколаївський державний аграрний університет*

## Дослідження опору плодоніжки качанів кукурудзи деформації крученням

Проведено експериментальні дослідження по визначенню опору плодоніжки качана кукурудзи деформації крученням та комплексній дії кручення та розтягування. Отримані математичні моделі залежностей крутного моменту та кута закручування від розмірних параметрів плодоніжки, зусилля відокремлення качанів при розтягуванні плодоніжки від прикладеного крутного моменту та кута закручування від розтягувального зусилля.

**експериментальні дослідження, крутний момент, плодоніжка, відокремлення качанів**

**Постановка проблеми.** У всьому комплексі заходів по вирощуванню кукурудзи вирішальне місце займає операція по збиранню врожаю, яка в значній мірі визначає як обсяг, так і якість продукту. Велика різноманітність умов роботи висуває особливі вимоги до кукурудзозбиральних машин, а саме їх робочих органів в частині забезпечення однакової працездатності та якості роботи в усіх зонах і при різних умовах [4].

На сьогоднішній день перед вітчизняними аграріями гостро постає питання підвищення ефективності вирощування сільськогосподарських культур, що не можливе без власної сучасної збиральної техніки. Така техніка повинна забезпечувати збирання врожаю з мінімальними втратами, травмованістю та загальними витратами коштів на післязбиральну обробку. Дане питання не можливо вирішити без всебічного вивчення біологічних та фізико-механічних властивостей об'єкта збирання.

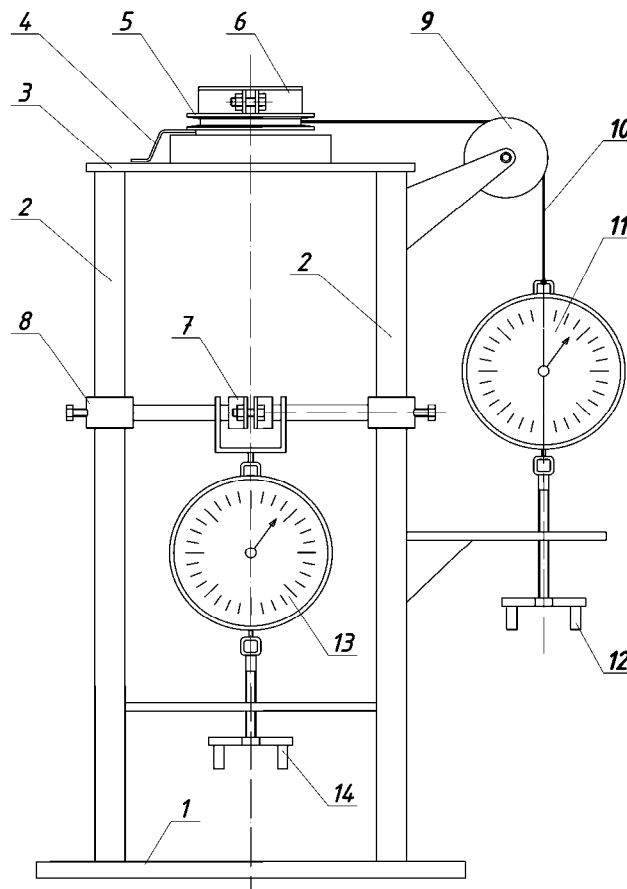
**Аналіз останніх досліджень.** Великі об'єми робіт по експериментальному та теоретичному вивченню в цьому напрямку проведені різними науково-дослідними установами колишнього СРСР та конструкторським бюро Херсонського комбайнового заводу. Дослідженням фізико-механічних характеристик складових рослин кукурудзи присвячений ряд робіт видатних вчених, а саме П.П. Карпуши, Л.І. Анісімової, К.В. Шатилова, М.В. Туделя, А.И. Буянова, Б.А. Воронюка [1, 2] та інших. Але в їх роботах основна увага приділена вивченню розмірно-масових характеристик, фрикційним властивостям, опору різанню, стиску, згину-зламу різних складових рослини. Питанням, пов'язаним з відокремленням качанів, майже не приділена увага. Так роботи К.В. Шатилова, А.И. Буянова, Б.А. Воронюка містять дані стосовно відокремлення качанів але за рахунок лише однієї сили розриву, хоча в останні роки активно впроваджується у виробництво багатофакторний спосіб руйнування плодоніжки [3].

На сьогоднішній день в літературних джерелах зовсім не освітлені питання пов'язані з крученням плодоніжки, а також відокремлення качанів при комплексній дії крутного моменту та розтягувального зусилля. Це пов'язано з тим, що вивченню фізико-механічних властивостей кукурудзи в світовій практиці приділяється крайнє недостатня увага.

**Мета статі.** Дана стаття присвячена вивченню фізико-механічних властивостей кукурудзи, зокрема визначенню опору плодоніжки качана деформації крученням, а також комплексній дії кручення та розтягування.

**Викладення основного матеріалу.** Експериментальні дослідження фізико-механічних властивостей кукурудзи проводились на сортах Дніпровський 196 СВ, Одеський 385 МВ і передбачали визначення опору плодоніжки качана деформації крученням. З цією метою був розроблений та виготовлений оригінальний прилад, принципова схема якого представлена на рис. 1.

Прилад складається з встановлених на основі 1 чотирьох стійок 2, до яких кріпитися плита 3 з нанесеною на ній тарированою шкалою. До плити 3 прикріплена кулькова вальниця в якій встановлено шків 5 зі стрілкою 4 та верхній рухомий затискач 6. На стійках 2 змонтований нижній нерухомий затискач 7 з регулятором висоти 8 та гвинтовий механізм 14, що з'єднаний з нижнім затискачем 7 динамометром 13. На шків 5 намотується трос 10, кінець якого спрямовується через відвідний блок 9, змонтований на одній із стійок, до динамометру 11, нижня частина якого кріпиться до гвинтового механізму 12.



1 – основа; 2 – стійки; 3 – плита; 4 – стрілка; 5 – шків; 6 – верхній затискач;  
7 – нижній затискач; 8 – регулятор висоти; 9 – відвідний блок; 10 – трос;  
11, 13 – динамометр; 12, 14 – гвинтовий механізм

Рисунок 1 - Схема приладу для визначення опору плодоніжки деформації крученням

На першому етапі досліджень визначались закономірності відокремлення качанів за рахунок крутного моменту. Для цього качан з залишком стебла встановлювався на верхню поверхню плити 3, причому плодоніжка пропускала крізь спеціальний проріз, який більше її діаметра але менше діаметра качана, а сам качан затискався рухомим затискачем 6. Залишок стебла затискався нижнім затискачем 7, після чого регулятор висоти 8 за допомогою гвинтових механізмів жорстко кріпився до стійок. Нульові значення на динамометрі 11 та тарированій шкала на плиті 3 відповідають початку навантаження. Навантаження здійснювалось до відокремлення качана обертанням гвинтового механізму 12, при цьому визначався крутний момент і

кут при якому відбувалось відокремлення. Отримані дані заносились в журнал лабораторних досліджень.

Після статистичної обробки експериментальних даних [5, 6] нами отримані математичні моделі залежностей максимального крутного моменту  $M_{кр\max}$  від діаметру плодоніжки  $d_{пл}$  та кута закручування  $\varphi$ , при якому настає руйнування плодоніжки, від її довжини  $l_{пл}$ :

при вологості зерна в качанах 15 % відповідно:

$$M_{кр\max} = 0,0113d_{пл}^2 - 0,057d_{пл} + 1,153; \quad (1)$$

$$\varphi = -0,00005l_{пл}^2 + 0,025l_{пл} + 0,242; \quad (3)$$

при вологості зерна в качанах 60% відповідно:

$$M_{кр\max} = 0,0143d_{пл}^2 - 0,218d_{пл} + 1,590; \quad (2)$$

$$\varphi = -0,00003l_{пл}^2 + 0,017l_{пл} - 0,144. \quad (4)$$

Графічні інтерпретації результатів експериментальних досліджень приведені на рис. 2 та рис. 3.



Рисунок 2 - Залежність величини крутного моменту від діаметру плодоніжки



Рисунок 3 - Залежність величини кута закручування від довжини плодоніжки

На підставі проведених досліджень можна з впевненістю стверджувати, що досліджувані параметри варіюються в досить широких межах. Так максимальний крутий момент, при вологості зерна в качанах 15 та 60% сягає відповідно 1,21-4,56 Н·м та 0,75-2,99 Н·м, а кут закручування, при тій же самій вологості – 1,00-3,46 оберти та

0,39-2,24 оберти. Найбільш значний вплив на величину крутного моменту має діаметр плодоніжки, а на кількість обертів, при яких настає руйнування плодоніжки – її довжина.

Другий етап експериментальних досліджень передбачав дослідження закономірностей руйнування плодоніжки качана при одночасній дії на неї крутного моменту та розтягувального зусилля. З цією метою на приладі (рис. 1.) відпускались гвинтові механізми регулятора висоти 8 нерухомого затискача 7 і за допомогою гвинтового механізму 14 поступово навантажувалась плодоніжка вертикальною силою розтягування, задавши перед цим крутний момент.

Після статистичної обробки експериментальних даних нами отримані математичні моделі залежностей зусилля відокремлення качанів  $F_{від}$  від прикладеного крутного моменту  $M_{кр}$  та величини кута закручування  $\varphi$ , при якому настає руйнування плодоніжки, від розтягувального зусилля  $F_p$ :

при максимальних розмірних значеннях плодоніжки та вологості зерна в качанах 15 % відповідно:

$$F_{від} = -54,5677M_{кр} + 679,071; \quad (5)$$

$$\varphi = -0,0049F_p + 3,396; \quad (6)$$

при мінімальних розмірних значеннях плодоніжки та вологості зерна в качанах 15 % відповідно:

$$F_{від} = -103,2500M_{кр} + 294,836; \quad (7)$$

$$\varphi = -0,0032F_p + 0,975; \quad (8)$$

при максимальних розмірних значеннях плодоніжки та вологості зерна в качанах 60 % відповідно:

$$F_{від} = -95,5429M_{кр} + 537,086; \quad (9)$$

$$\varphi = -0,0041F_p + 2,200; \quad (10)$$

при мінімальних розмірних значеннях плодоніжки та вологості зерна в качанах 60 % відповідно:

$$F_{від} = -163,8286M_{кр} + 250,636; \quad (11)$$

$$\varphi = -0,0016F_p + 0,390. \quad (12)$$

Графічні інтерпретації результатів експериментальних досліджень приведені на рис. 4 та рис. 5.

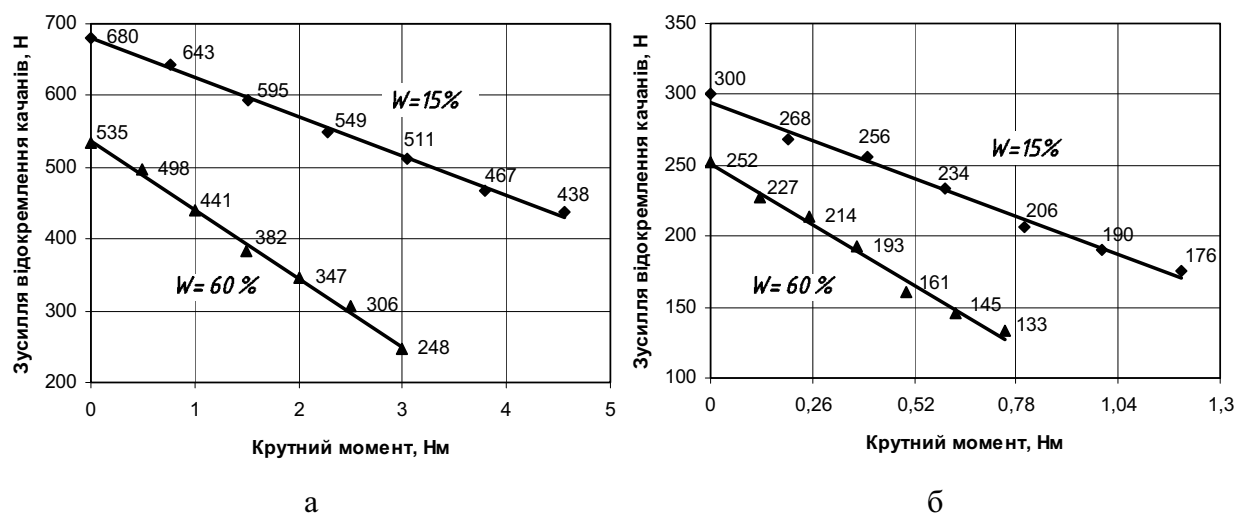


Рисунок 4 - Залежність зусилля відокремлення качанів від прикладеного крутного моменту

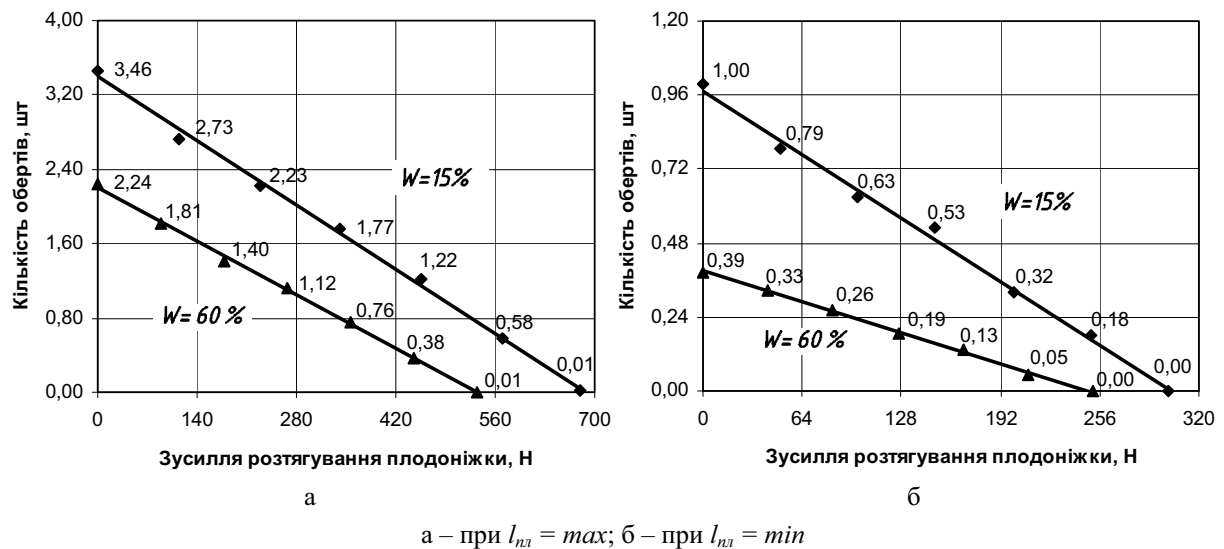


Рисунок 5 - Залежність кута закручування плодоніжки від прикладеного розтягувального зусилля

Проведені дослідження дозволили зробити висновок, що зусилля відокремлення качанів знаходиться в межах 252-680Н. При прикладанні крутного моменту зусилля зменшується до 133-438Н. До того ж зі збільшенням зусилля розтягування плодоніжки зменшується і кількість обертів качана до повного руйнування.

**Висновки.** На підставі проведених досліджень встановлено, що максимальний крутний момент, який необхідний для відокремлення качанів знаходиться в межах 0,75-4,56Н·м, при цьому відокремлення відбувається при 0,39-3,46 обертах. Відокремлення качанів при розтягуванні плодоніжки знаходиться в межах 252-680Н. При комплексній дії на плодоніжку крутного моменту та розтягування, зусилля, необхідне для відокремлення качанів, зменшується більш ніж в 1,5 рази в порівнянні з існуючими способами відокремлення. Зі збільшенням діаметру плодоніжки збільшується значення крутного моменту, а при збільшенні довжини – збільшується кількість обертів, які необхідні для повного руйнування останньої.

## Список літератури

1. Буянова А.И. Физико-механические свойства растений, почв и удобрений. – М.: Колос, 1972. – 366с.
2. Воронюк Б.А. Физико-механические свойства растений, почв и удобрений. – М.: Колос, 1970.– 432 с.
3. Гребенюк Г.І. Конструктивно-технологічні передумови вдосконалення качановідокремлювальних пристроїв кукурудзозбиральних машин / Г.І. Гребенюк, Д.В. Кузенко, О.В. Бондаренко // Вісник аграрної науки Причорномор'я, 1999. – Вип. 7. – С. 32–36.
4. Кукурузоуборочные машины / К.В. Шатилов, Б.Д. Козачок, А.П. Орехов и др. – М.: Машиностроение, 1981. – 224 с.
5. Третьак Л.Н. Обработка результатов наблюдений: учебное пособие / Л.Н. Третьак. – Оренбург: ГОУ УГО, 2004. – 171 с.
6. Ярцева М.Б. Методика математического планирования эксперимента / М.Б. Ярцева. – М.: Наука, 1973. – 140 с.

*А. Ракул*

### Исследование сопротивления плодоножки початков кукурузы деформации кручением

Проведены экспериментальные исследования по определению сопротивления плодоножки початков кукурузы деформации кручением и комплексному действию кручения и растяжения. Получены математические модели зависимостей крутящего момента и угла закручивания от размерных параметров плодоножки, усилия отделения початков при растяжении плодоножки от прикладываемого крутящего момента и угла закручивания от усилия растяжения.

*O. Rakul*

#### **Research of resistance of peduncle of cob deformation twisting**

Experimental researches are conducted on determination resistance peduncle of cob deformation twisting and complex action of twisting and stretch. The mathematical models of dependences of twisting moment and corner twirling from the parameters sizes peduncle are got, efforts separation heads at the stretch of peduncle from the enclosed twisting moment and corner twirling from effort tension.

Одержано 16.09.11

**УДК 631.331.922**

**С.П. Тримбач, інж.**

*Національний науковий центр "Інститут механізації та електрифікації сільського господарства", смт.Глеваха*

**О.М. Вечера, інж.**

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

## **Сучасний стан та перспективи розвитку машин для протруювання насіння с.-г. культур**

Розглянуто робочий процес нанесення отрутохімікату на насіння. Виявлені недосконалості існуючих протруювачів насіння і запропоновані шляхи їх усунення.  
**процес, отрутохімікат, насіння, протруювач**

**Проблема.** На сьогодні в Україні пропонують доволі широкий спектр різнотипних вітчизняних та закордонних машин для протруювання насіння с.-г. культур, але вони застосовують переважно давно морально і фізично застарілі методи нанесення препарату на насіння. Переважна більшість сучасного обладнання для протруювання насіння становлять машини камерного типу, в основу робочих процесів яких покладена двофазна система (рис.1). Перша фаза включає дозування і розосередження насіння та розпилення отрутохімікатів, що в подальшому призводить тільки до попереднього нерівномірного процесу нанесення отрутохімікату на насіння. Тому для якісного протруювання необхідна завершальна друга фаза - остаточна обробка насіння шляхом його перемішування (перерозподіл препарату між окремими попередньо обробленими насінинами за допомогою шнека).

Існуючі технічні засоби мають деякі недоліки на кожній фазі і не забезпечують виконання робочого процесу з необхідними показниками якості. Тому очевидно є потреба в створенні нових машин, які б дали змогу усунути недоліки існуючих машин для протруювання насіння с.-г. культур і забезпечити якісне виконання технологічного процесу нанесення отрутохімікатів на насіння.

*O. Rakul*

#### **Research of resistance of peduncle of cob deformation twisting**

Experimental researches are conducted on determination resistance peduncle of cob deformation twisting and complex action of twisting and stretch. The mathematical models of dependences of twisting moment and corner twirling from the parameters sizes peduncle are got, efforts separation heads at the stretch of peduncle from the enclosed twisting moment and corner twirling from effort tension.

Одержано 16.09.11

**УДК 631.331.922**

**С.П. Тримбач, інж.**

*Національний науковий центр "Інститут механізації та електрифікації сільського господарства", смт.Глеваха*

**О.М. Вечера, інж.**

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

## **Сучасний стан та перспективи розвитку машин для протруювання насіння с.-г. культур**

Розглянуто робочий процес нанесення отрутохімікату на насіння. Виявлені недосконалості існуючих протруювачів насіння і запропоновані шляхи їх усунення.  
**процес, отрутохімікат, насіння, протруювач**

**Проблема.** На сьогодні в Україні пропонують доволі широкий спектр різнотипних вітчизняних та закордонних машин для протруювання насіння с.-г. культур, але вони застосовують переважно давно морально і фізично застарілі методи нанесення препарату на насіння. Переважна більшість сучасного обладнання для протруювання насіння становлять машини камерного типу, в основу робочих процесів яких покладена двофазна система (рис.1). Перша фаза включає дозування і розосередження насіння та розпилення отрутохімікатів, що в подальшому призводить тільки до попереднього нерівномірного процесу нанесення отрутохімікату на насіння. Тому для якісного протруювання необхідна завершальна друга фаза - остаточна обробка насіння шляхом його перемішування (перерозподіл препарату між окремими попередньо обробленими насінинами за допомогою шнека).

Існуючі технічні засоби мають деякі недоліки на кожній фазі і не забезпечують виконання робочого процесу з необхідними показниками якості. Тому очевидно є потреба в створенні нових машин, які б дали змогу усунути недоліки існуючих машин для протруювання насіння с.-г. культур і забезпечити якісне виконання технологічного процесу нанесення отрутохімікатів на насіння.

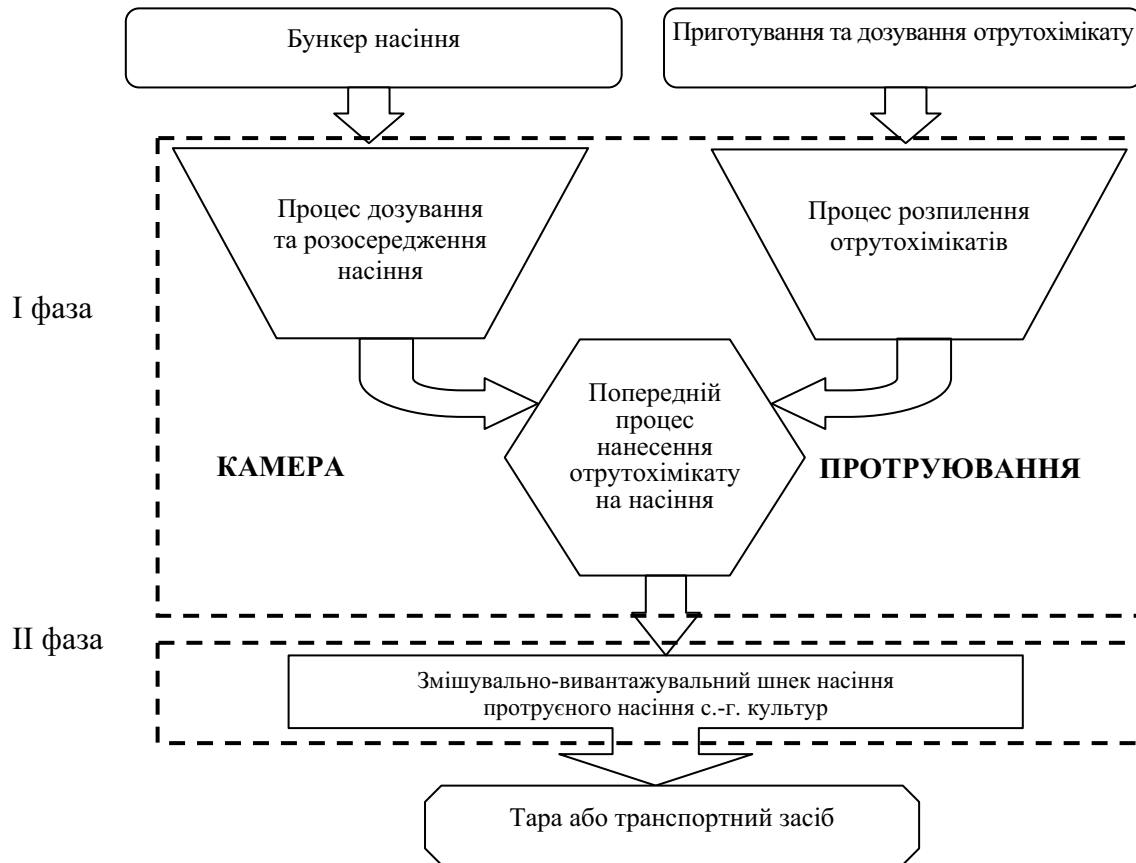
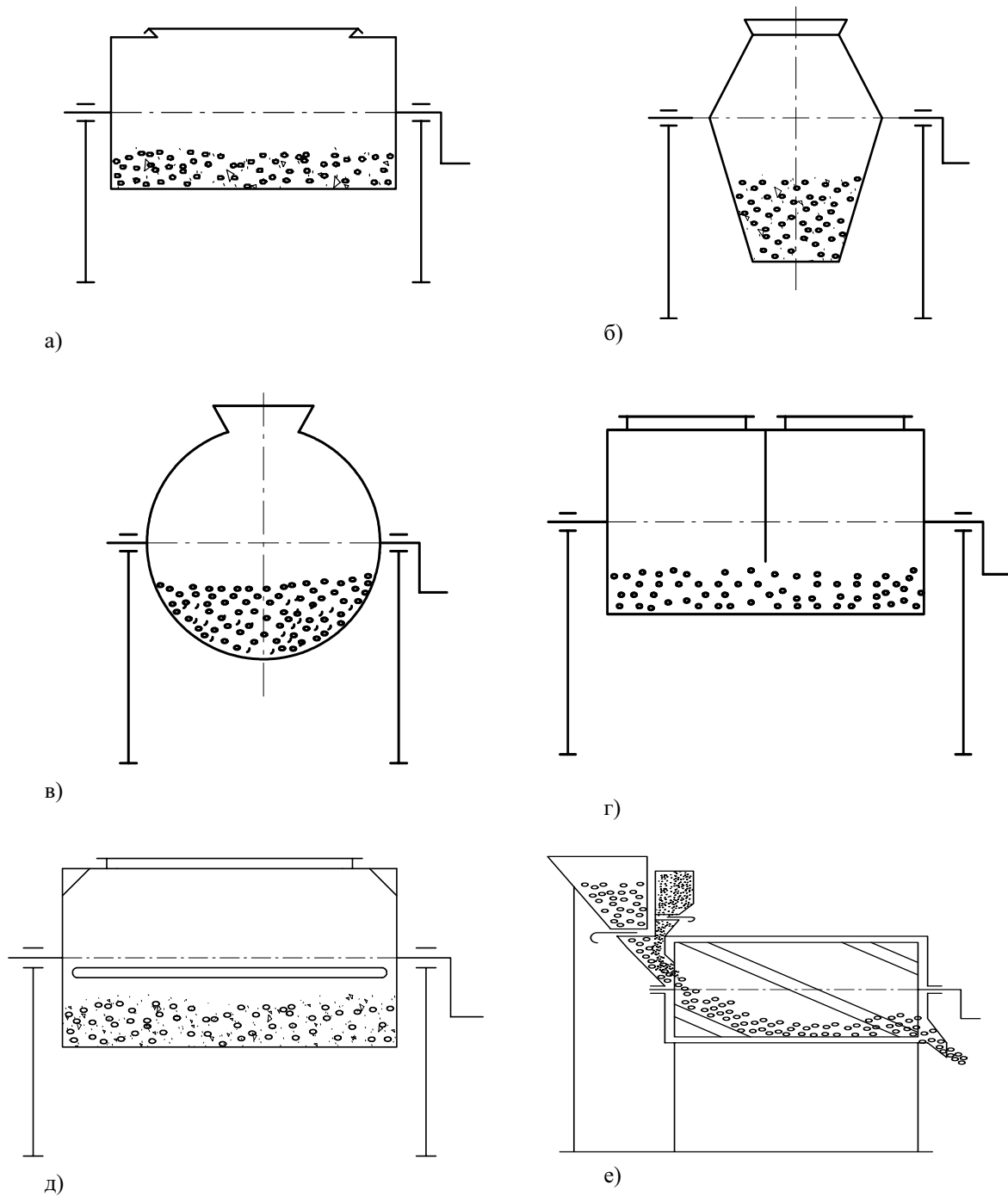


Рисунок 1. – Технологічна схема робочого процесу протруювання насіння камерними протруювачами

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Основною характеристикою наявних машин для протруювання насіння є досконалість протікання робочого процесу нанесення отрутохімікату на поверхню насінини, що зумовлює розвиток нових та вдосконалення існуючих машин. Починаючи з перших зразків машин для протруювання насіння барабанного типу «Ideal», «Lötra», «Globus» (рис. 2 а, б, в) та ін., де процес протруювання починався із завантаження в протруювач заданих кількостей насіння і препарату, вдосконалення робочого процесу йшло шляхом попереднього збільшення вільної поверхні як насіння, так і препарату. З цією метою застосовували розсіювачі насіння, розпилювачі рідини, а також змінювали кут вісі обертання, обладнуючи її різними нерухомими полицками, обертовими спіралями та ін. - «Урожай», ПСП – 0,5 «Ідеал», Д-1 (рис.2 г, д, е).

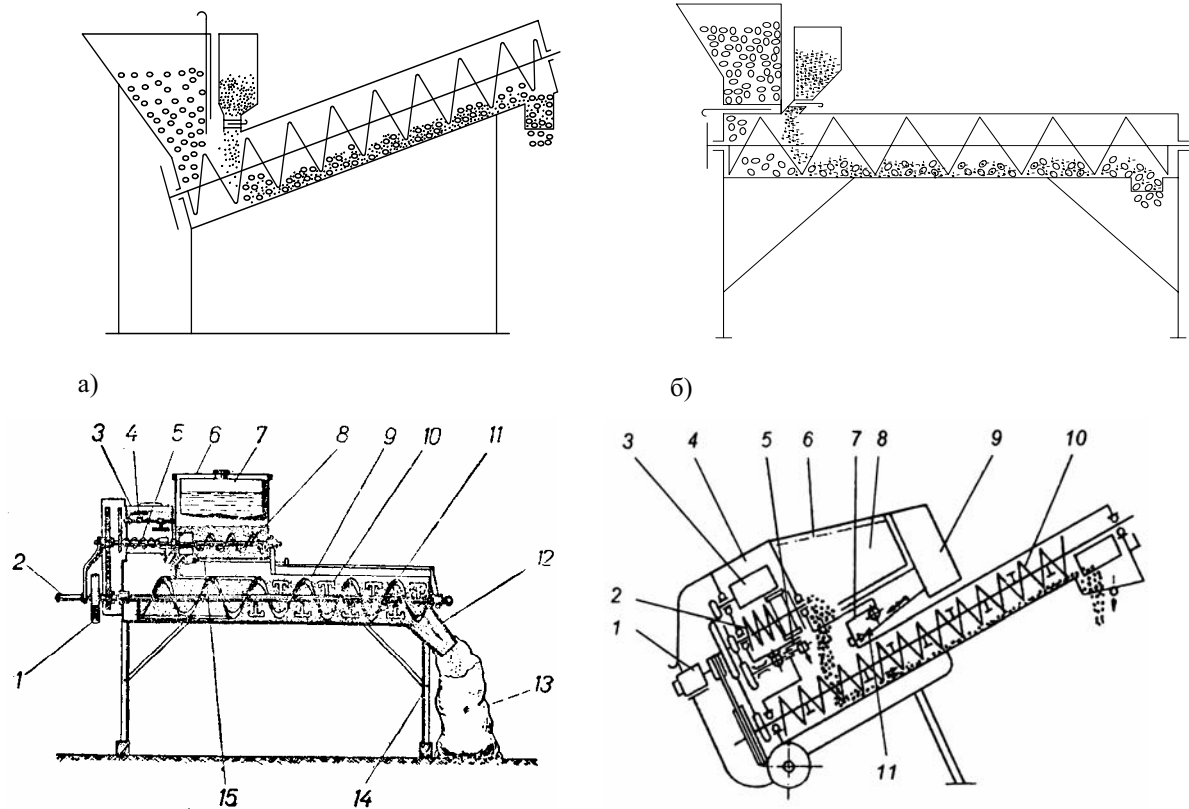




закордонні – а) „Ideal“, б) „Lötra“, в) „Globus“;  
 вітчизняні – г) “Урожай”, д) ПСП – 0,5 “Ідеал”, е) Д-1.

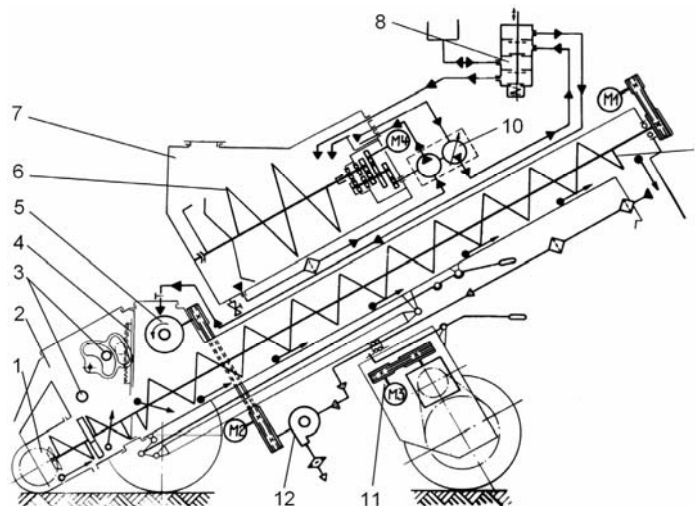
Рисунок 2 – Схеми барабаних протруювачів періодичної дії

В подальшому, вдосконалюючи конструкції протруювачів барабанного типу поступово прийшли до шнекових протруювачів «Neihaus», «Denesch», ПУ-1,0 (рис. 3 а, б, в), а з ними від періодичного до безперервного протруювання ПС-3, ПСШ-5 (рис. 3 г, д).



в) 1 – механізм передач; 2 – ручка приводу; 3 – бункер отрутохімikatів; 4 – мішалка; 5 – живильник для сухої отрути; 6 – зерновий бункер; 7 – резервуар для робочої рідини; 8 – шнек живильник зерна; 9 – змішувальна камера; 10, 11 – змішувальний механізм; 12 – вивантажувальна горловина; 13 – мішок; 14 – рама; 15 – лоток

г) 1 – електродвигун; 2 – шнек дозатора отрутохімikatів; 3 – ворушилка; 4 – бункер для отрутохімikatів; 5 – заслінка дозування отрутохімikatів; 6 – захисна сітка; 7 – заслінка дозування насіння; 8 – бункер для насіння; 9 – резервуар; 10 – змішувальний шнек; 11 – дозувальний кран



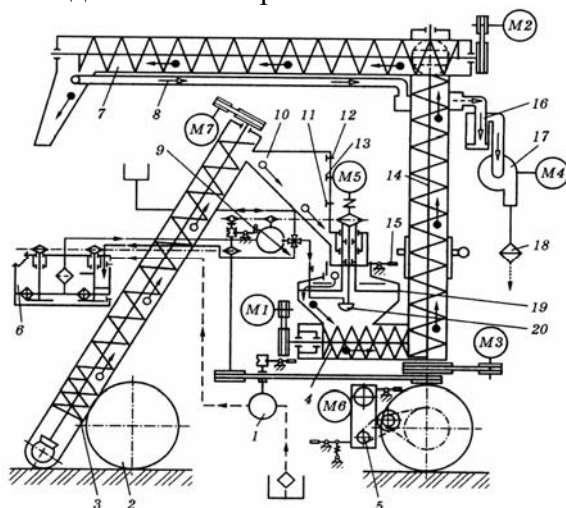
д) 1 – підбиральний шнек; 2 – бункер для насіння; 3 – датчики нижнього та верхнього рівня насіння; 4 – заслінка дозування насіння; 5 – обертовий розпилювач; 6 – спіральна мішалка; 7 – бак для робочої рідини; 8 – розподільвач рідини; 9 – вивантажувальний шнек; 10 – насос-дозатор; 11 – механізм пересування; 12 – аспіраційно-очисна система

а) „Neihaus“, б) „Denesch“, в) ПУ-1,0, г) ПС-3, д) ПСШ-5

Рисунок 3 – Схеми шнекових протруювачів

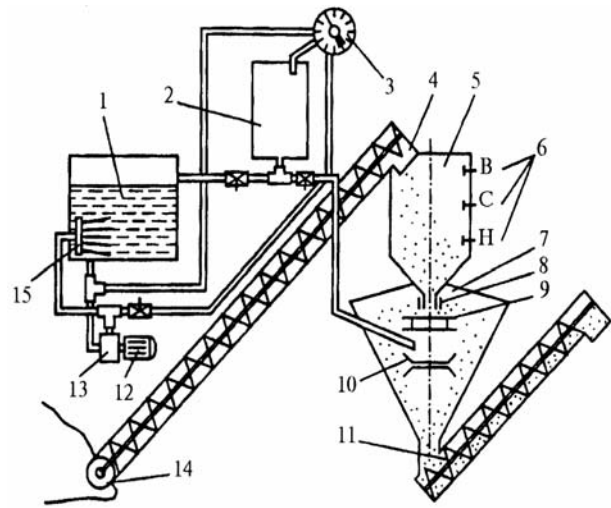
Робочий процес в шнекових протруювачах протікає шляхом змішування отрутохімкату з насінням у процесі транспортування його шнеком до вивантажувальної горловини, або розпилювання робочої рідини на потік насіння з наступним перемішуванням їх в процесі транспортування. Шнекові протруювачі конструкційно простіші та надійніші в роботі в порівнянні із барабанними, але як перші так і другі не забезпечують необхідну якість обробки насіння. Крім того, за рахунок недосконалості процесу нанесення отрутохімкату не тримався на насінні в наслідок простого перемішування і частково обсипався під час вивантажувальних і транспортних робіт, а отже, використовувався не ефективно (втрачався), ще й створювались незадовільні санітарно-гігієнічні умови праці обслуговуючого персоналу.

Дані недоліки частково усуненні в камерних протруювачах ПС-10А, ПК-20, (рис. 4 а, б), ПС-30, ПСК-15, ВЗК-15, «Грамакс-В» та «Мобітокс-Супер» та ін., в яких вдосконалення процесу нанесення отрутохімкату на насіння с.г. культур вирішено шляхом попереднього розосередження насіння, яке поступає в зону перехресного краплинного потоку, з подальшим перерозподілом отрутохімкату між окремими насінинами під час перемішування вивантажувальним шнеком. Усі протруювачі камерного типу завдяки попередній обробці насіння перехресним потоком краплин препарату в камері протруювання забезпечують більш високу якість обробки насіння отрутохімкатою, ніж шнекові. Проте обійтися без додаткового перемішування обробленого насіння шнеком не можуть, тому що камера протруювання не забезпечує необхідної якості обробки насіння.



а) 1 – завантажувальний насос; 2 – передній міст; 3 – завантажувальний шнек; 4 – шнек камери протруювання; 5 – привод самоходу; 6 – бак; 7 – вивантажувальний шнек; 8 – повітропровід; 9 – дозатор робочої рідини; 10 – зерновий бункер; 11,12,13 – датчики рівня насіння; 14 – проміжний шнек; 15 – дозатор насіння; 16 і 18 – фільтри; 17 – вентилятор; 19 – розподільний диск насіння; 20 – розпилювач робочої рідини

а) ПС-10А



б) 1 – бак для робочої рідини; 2 – мірний циліндр; 3 – дозатор робочої рідини; 4 – завантажувальний шнек; 5 – бункер для насіння; 6 – датчики рівня насіння; 7 – камера протруювання; 8 – дозатор насіння; 9 – диск розсіювання насіння; 10 – розпилювач робочої рідини; 11 – вивантажувальний шнек; 12 – електродвигун насоса; 13 – насос; 14 – шнековий підбирач насіння; 15 – гідравлічна мішалка

б) ПК-20

Рисунок 4 – Схеми робочого процесу пересувних протруювачів камерного типу

Більш досконалий робочий процес реалізують розроблені австрійською фірмою „Cimbria Heid GmbH” стаціонарні роторно-статорні протруювачі періодичної дії СС 20, СС 50, СС 200 а також німецькою „Petkus Technology GmbH” СТ 50, СТ 100, СТ 200 (рис.5) та інші, які наносять розпилений препарат на рухомий тор насіння, утворений чашоподібним обертовим робочим органом і нерухомим циліндром чи конусом.

Оброблене таким чином насіння вивантажується через віконце в нерухомому циліндрі. До переваг такого робочого процесу можна віднести точне дозування насіння і препарату, хорошу якість обробки насіння препаратом, відсутність травмування насіння, універсальність щодо обробки насіння різних культур. Проте цим протруювачам характерна конструктивна ускладненість та можливість використання лише в технологічних лініях знезаражування насіння.

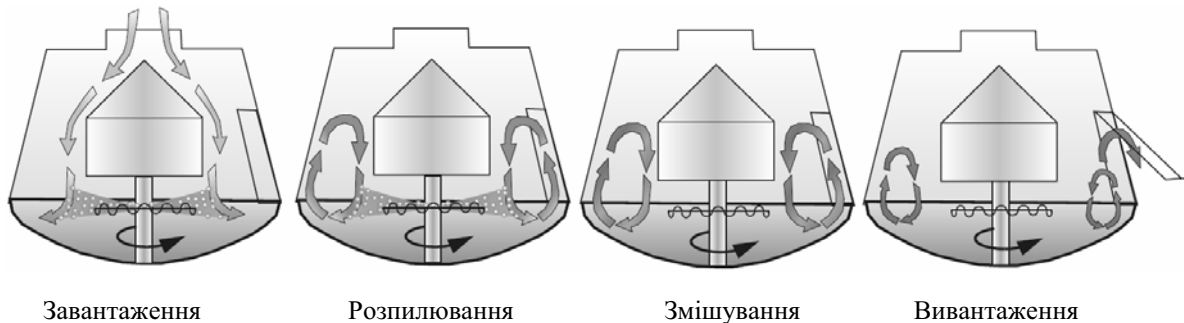


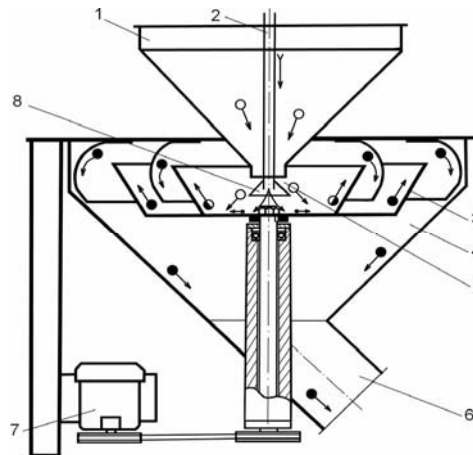
Рисунок 5 – Схема робочого процесу протруювача роторно-статорного типу CT 200 Petkus

Отже, камерні протруювачі відрізняються від шнекових лише вдосконаленою камерою протруювання, в якій більш повніше реалізований робочий процес обробки насіння отрутохімкатом, а тому існуючим камерним протруювачам притаманні усі недоліки шнекових протруювачів і, окрім того, зумовлені особливостями процесу нанесення отрутохімкату на насіння в їх перехресних потоках: налипання краплин та домішок на насіння та стінки камери протруювання, як наслідок, неефективне використання частини препарату, нерівномірна обробка поверхні насіння в камері в зв'язку із затіненням ближчими до розпилювача насінинами більш віддалених [1].

**Мета дослідження** – обґрунтування технологічного процесу та конструкцій робочого органу машини для протруювання насіння, який забезпечить оптимальний процес нанесення отрутохімкатів на насіння с.-г. культур із заданими показниками якості.

**Результати досліджень.** Виходячи з аналізу технологічних процесів існуючих технічних засобів, сформульовано основні вимоги, яким повинні відповідати сучасні машини для протруювання насіння с.-г. культур: рівномірно-регульоване дозування насіння; синхронізована за кількістю подачі насіння витрата робочої рідини; попередньо максимально можливий розвиток поверхні насіння і препарату; максимальна ймовірність та однакові умови контактування кожної зернини з препаратом; інтенсивне переміщення зернівок з обертанням навколо власної вісі; травмування насіння робочими органами під час процесу протруювання не допускається.

Робочий процес нанесення рідких препаратів на насіння, що враховує викладені вище міркування і вимоги до нього [2] досить повно реалізований у протруювачах інерційно-фрикційного типу [3] і може бути використаний у протруювачах інших типів і модифікаціях.

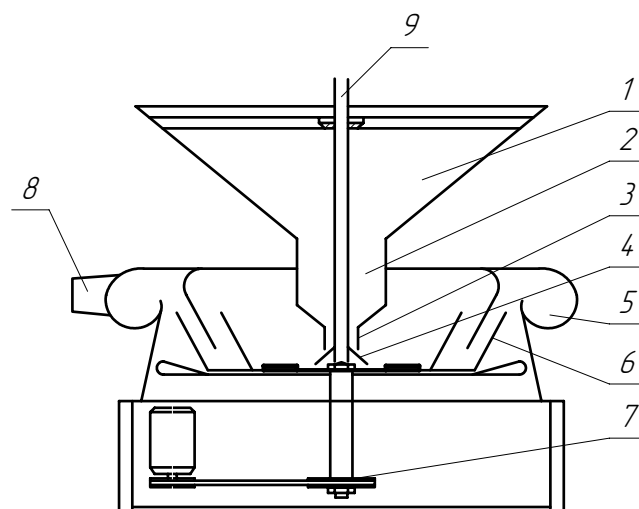


1 – бункер; 2 – трубка подачі робочої рідини; 3 – чашоподібний змішувач; 4 – камера протруювання;  
5 – дозатор насіння; 6 – вивантажувальна горловина; 7 – електродвигун приводу; 8 – конічний розподільник

Рисунок 6 – Технологічний процес протруювача інерційно - фрикційного типу ПНУ-10

Однією з найважливіших характеристик будь-якої машини є її універсальність щодо обробки матеріалів з широким діапазоном властивостей та можливості використання її в різних технологіях [4].

За універсальністю щодо обробки насіння з різко-відмінними фізико-механічними властивостями і можливості використання в різних технологіях протруювачі інерційно-фрикційного типу перевершують усі відомі серійні (рис.6). В той же час використання їх в господарствах з малими площами посіву потребує додаткового обладнання, що забезпечувало б збільшення висоти розміщення вивантажувальної горловини на висоту тари, в яку вивантажується оброблене насіння. Це створює певні незручності і потребує додаткових витрат, тому є необхідність здійснювати вивантажування протруєного насіння на висоті розміщення робочого органа, тобто застосувати схему горизонтального вивантажування замість вертикального, для цього потрібно розробити іншу конструкцію камери протруювання. Одним з можливих варіантів такої камери може бути, наприклад, тороїдальна камера (рис. 6).



1 – бункер; 2 – додаткова накопичувальна місткість; 3 – випускна горловина; 4 – дозатор насіння;  
5 – камера протруювання; 6 – чашоподібний змішувач; 7 – привод з електродвигуном;  
8 – вивантажувальна горловина; 9 – трубка подачі робочої рідини

Рисунок 7 – Конструкційна схема протруювача насіння з тороїдальною камерою

**Висновки.** Розглянуто недоліки протікання технологічного процесу нанесення отрутохімікату на поверхню насіння та сформульовано основні вимоги, яким повинні відповідати сучасні машини для протруювання насіння с.-г. культур. Запропоновано новий технологічний процес нанесення рідких препаратів на насіння, який враховує недоліки попередніх типів протруювачів і вимоги до нанесення отрутохімікатів на насіння, в якому використовується новий робочий орган інерційно-фрикційного типу.

## Список літератури

1. Осташевський И.Я. Исследования и обоснование основных параметров рабочих органов протравливателей камерного типа: Автореф. дис. канд. техн. наук. – М. 1976. – 21с.
2. Тимошенко С.П., Михайленко М.А. „Разработка рабочих органов и обоснование их параметров и режимов работы, обеспечивающих существенное увеличение интенсивности и качества обработки семян жидкими препаратами” Науковий звіт по темі №5. УНДІМЕСТГ, Глеваха, 1985. – С. 50-51.
3. Тимошенко С.П., Ратушний В.В., Тимошенко С.І. Протруювач насіння сільськогосподарських культур. ПУ № 56388 А01/С 1/08, 1/06, 1/00, 2005. Опубл. 15.07.2005. Бюл. № 7.
4. Адамчук О.В., Ратушний В.В., Тимошенко С.П., Вечера О.М., Стибель І.В. Шляхи вдосконалення робочого процесу протруювачів насіння // Механізація та електрифікація сільського господарства. Вип. 93. – Глеваха, 2009. – 520 с.

*С.Трымбач, О.Вечера*

**Современное состояние и перспективы развития машин для протравливания семян с.-г. культур**

Рассмотрен рабочий процесс нанесения ядохимиката на семена. Выявлены недостатки существующих протравливателей семян и предложены пути их устранения.

*S.Trymbach, O. Vechera*

**Modern state and prospects of development of machines for staining of seed of agricultural cultures**

The working process of causing of pesticide is considered on seed. Discovered to imperfection of existent treaters and the offered ways of their removal.

Одержано 04.07.11

УДК 631.356.2

А.М. Борис, асп.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

## Теоретичні дослідження втрат цукроносної маси та залишків гички при різних способах її збирання

Аналітично визначені втрати цукроносної маси при виконанні робочого процесу видалення гички за допомогою комбінованого зрізу при різних агрофізичних характеристиках посіву і технологічних параметрах робочого органу. В результаті теоретичних розрахунків виявлено можливість зменшення діапазону копірного зрізу.

**коренеплід, цукроносна маса, гичка, безкопінний зріз, гичкозбиральна машина**

**Постановка проблеми.** Однією з переваг копірного зрізу перед безкопінним є краща якість відокремлення гички. Проведеними розрахунками доведено, що при дотриманні вимог стандарту (2% за відходами цукроносної маси) залишки гички для безкопінного зрізу, в залежності від умов розподілення будуть складати 8-12%, а для копірного зрізу цей показник становить лише 1-6%. Недоліком копірного зрізу є складність його конструктивної реалізації та мала продуктивність технологічного процесу через обмеженість швидкості руху гичкозбиральної машини. Крім того збільшення інерційно-динамічних навантажень в системі “робочий орган-коренеплід” також суттєво обмежує поступальну швидкість руху машини.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** У світі прослідковується тенденція застосування у переважній більшості бурякозбиральних машин ведучих фірм по виробництву бурякозбиральної техніки, зокрема Holmer, Rora, Kleine, Moreau та ін. попереднього безкопінного зрізу гички та наступного копірного дообрізання головок коренеплодів цукрового буряку. При копірному дообрізанні всі низьковиступаючі головки коренеплодів, висота виступання яких не перевищує початковий вертикальний зазор між копіром і ножом, зрізаються на рівні ґрунту. Таким чином, попередній безкопінний зріз високовиступаючих коренеплодів та безкопінний зріз низьковиступаючих коренеплодів зменшує діапазон копіювання головок коренеплодів, інерційні зусилля в робочому органі, динамічні навантаження на коренеплід і покращує точність копіювання головок коренеплодів.

Дослідження технологічного процесу збирання гички з головок коренеплодів цукрових буряків відображено у чисельних роботах В.М. Булгакова, Л.В. Погорілого, М.М. Зуєва, С.А. Топоровського, М.Г. Березового та ін. [1, 2]. На основі даних досліджень нами проведено теоретичне моделювання процесу безкопінного зрізу [3] та розробці алгоритму і програми розрахунків.

**Постановка завдання.** За нашими дослідженнями на периферійних ділянках інтервалу висот виступання головок коренеплодів зосереджена мала кількість маси надземних частин головок коренеплодів тому тут відпадає потреба у копіюванні головок коренеплодів і гичку доцільно видаляти безкопінним зрізом. Середню ділянку інтервалу розподілення доцільно зрізати копірним зрізом через велику кількість мас розміщених тут.

На даний час відсутнє наукове обґрунтування раціональних діапазонів безкопінного зрізу низько- і високовиступаючих коренеплодів та копірного зрізу середньовиступаючих коренеплодів (комбінованого зрізу). Тому необхідно вирішити

наступні завдання: розробити програму і алгоритм розрахунку втрат цукроносної маси та залишків гички при комбінованому зрізі; визначити його раціональні технологічні параметри, що будуть служити основою для обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів робочого органу.

**Основний матеріал дослідження.** Узагальнимо допущення прийняті при моделюванні процесу безкопінного зрізу [3]. Поверхня ґрунту ідеально рівна, інерційні коливання робочого органу відносно поверхні ґрунту відсутні, поверхня зрізу головки коренеплоду горизонтальна і рівна, рівень зрізу всіх головок коренеплодів паралельний поверхні ґрунту. Коренеплоди за розташуванням головки і гички відносно поверхні поля поділяються на три групи : вершина головки та гичка розташована над рівнем ґрунту; вершина головки розташована над рівнем ґрунту, а основа зелених листків гички нижче рівня ґрунту; вершина головки та основа зелених листків знаходяться нижче рівня ґрунту. Основні параметри головок коренеплодів та гички знаходяться у функціональній залежності від висоти їх виступання над рівнем ґрунту, яка є випадковою величиною і розподіляється за нормальним законом. Головки коренеплодів мають форму зрізаного конуса і максимальний діаметр коренеплодів розташований нижче рівня ґрунту. Основні параметри коренеплоду знаходяться у лінійній залежності від висоти виступання головок коренеплодів. Пучок гички біля головки коренеплоду має циліндричну форму.

Графічна інтерпретація моделі технологічного процесу комбінованого зрізу з вхідними і вихідними параметрами наведена на рис. 1.

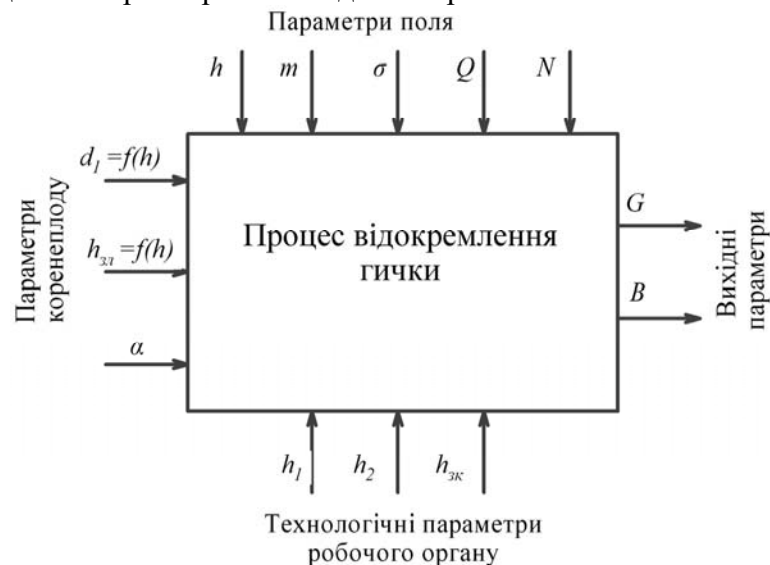


Рисунок 1 – Модель технологічного процесу комбінованого зрізу гички

Таким чином, втрати цукроносної маси та залишки гички на головках коренеплодів цукрових буряків є функціями:

$$B = f_1(d_1, h_{3l}, \alpha, h, m, \sigma, Q, N, h_1, h_2, h_{3k}); \quad (1)$$

$$G = f_2(d_1, h_{3l}, \alpha, h, m, \sigma, Q, N, h_1, h_2, h_{3k}). \quad (2)$$

Далі, введемо позначення параметрів, що використовуються при розрахунках:  $Q$  – врожайність коренеплодів на одиниці площі (один гектар);  $N$  – кількість коренеплодів на одному гектарі,  $h$  – висота виступання головки коренеплоду над рівнем ґрунту;  $m$  і  $\sigma$  – відповідно математичне сподівання та середньоквадратичне відхилення випадкової величини  $h$ ;  $d_1$  – діаметр вершини головки коренеплоду;  $h_{3l}$  – відстань від вершини головки до основи зелених листків;  $\alpha$  – половина кута конусності головки;  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_{3k}$  – технологічні параметри робочого органу відповідно висоти безкопінного зрізу низьковиступаючих, високовиступаючих коренеплодів та висота копінного зрізу;  $h_3$  – висота зрізаного циліндра гички;  $d_{3l}$  – діаметр жмута гички;  $d_3$  – діаметр головки



коренеплоду в площині зрізу;  $\rho_z, \rho$  – відповідно, густина гички і коренеплоду;  $B$  та  $G$  – відповідно, втрати цукроносної маси та залишки гички на коренеплодах.

Сумарні значення відходів цукроносної маси  $B$  та залишків гички  $G$  на головках коренеплодів для всієї множини коренеплодів з проміжку висот виступання головок  $[m - 3\sigma; m + 3\sigma]$  визначимо за такими формулами:

$$G = \sum_{i=1}^n (G_{h_{i-1}, h_i}); B = \sum_{i=1}^n (B_{h_{i-1}, h_i}), \quad (3)$$

де  $n$  – кількість інтервалів у проміжку  $[m - 3\sigma; m + 3\sigma]$ ;

$G_{h_{i-1}, h_i}$  і  $B_{h_{i-1}, h_i}$  – відповідно маса залишків гички та відходів цукроносної маси в інтервалі від  $[i - 1; i]$ , що визначаються із залежностей:

$$G_{h_{i-1}, h_i} = N \cdot F_z \cdot P_{h_{i-1}, h_i}, B_{h_{i-1}, h_i} = N \cdot F \cdot P_{h_{i-1}, h_i}, \quad (4)$$

де  $F_z$  – маса залишків гички на коренеплоді висотою виступання  $\frac{h_{i-1} + h_i}{2}$

$$F_z = \rho_z \left( \frac{\pi \cdot h_3 \cdot d_{3l}^2}{4} - \frac{\pi \cdot h_3 \cdot d_{3l}^2 + d_{3l} \cdot d_3 + d_3^2}{12} \right); \quad (5)$$

$F$  – відходи цукроносної маси з коренеплоду висотою виступання  $\frac{h_{i-1} + h_i}{2}$

$$F = \rho \left( \frac{\pi \cdot h_{3K} \cdot d_{3l}^2 + d_{3l} \cdot d_3 + d_3^2}{12} \right); \quad (6)$$

$P_{h_{i-1}, h_i}$  – ймовірність появи інтервалу  $[h_{i-1} - h_i]$  висот виступання головок коренеплодів:

$$P(h_{i-1}; h_i) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \int_{h_i}^{h_{i+1}} \exp \left( -\frac{(h - m)^2}{2\sigma^2} \right) dh. \quad (7)$$

Інтеграл у виразі (7) визначається чисельним інтегруванням за формулою Сімпсона. Матимемо:

$$P_{h_{i-1}, h_i} = \left( \frac{h_{i+1} - h_i}{3k} \sum_{j=0}^k c_j \cdot f(h) \right), \quad (8)$$

де  $k$  – кількість інтервалів:  $k = 2U$ ;  $U = 1, 2, 3, 4, \dots$ ;

$c_j$  – коефіцієнт при значеннях підінтегральної функції у відповідних точках,  $c_j = 1, 2, 3, 4, 2, 4, \dots, 2, 4, 1$ .

Враховуючи вирази (4, 5, 6, 8) залежності (3) набудуть такого вигляду:

$$G = N \sum_{i=1}^n \left\{ \rho_z \left( \frac{\pi \cdot h_3 \cdot d_{3l}^2}{4} - \frac{\pi \cdot h_3 \cdot d_{3l}^2 + d_{3l} \cdot d_3 + d_3^2}{12} \right) \right\} \cdot \left( \frac{h_{i+1} - h_i}{3k} \sum_{j=0}^k c_j \cdot f(h) \right), \quad (9)$$

$$B = N \sum_{i=1}^n \left\{ \rho \left( \frac{\pi \cdot h_{3K} \cdot d_{3l}^2 + d_{3l} \cdot d_3 + d_3^2}{12} \right) \right\} \cdot \left( \frac{h_{i+1} - h_i}{3k} \sum_{j=0}^k c_j \cdot f(h) \right). \quad (10)$$

На основі вищенаведених залежностей розроблено алгоритм і програму для обчислення втрат цукроносної маси і залишків гички при копірному її зрізі.

При застосуванні комбінованого способу зрізу необхідно визначити межі застосування кожного виду зрізу. Згідно описаних вище тверджень, безкопінний зріз застосовуємо для периферійних областей інтервалу розподілення висот виступання головок коренеплодів. Тому, для початкової області інтервалу необхідно визначити межу між кінцем безкопінного зрізу низьковиступаючих коренеплодів і початком зони копірного  $h_1$ . Для протилежної периферійної ділянки необхідно визначити межу між закінченням копірного зрізу і початком зони безкопінного зрізу високовиступаючих коренеплодів  $h_2$ . Значення невідомих  $h_1$  і  $h_2$  визначимо такою їх комбінацією, яка

забезпечить суттєве зменшення копірного діапазону при відходах цукронової маси та залишках гички близьких до вимог стандарту.

Перед початком розрахунку задаємо вихідні значення. Параметри коренеплоду:  $\alpha = 30^\circ$ ;  $a = 0,36$ ;  $b = 16$  мм;  $c = 0,11$ ;  $n = 10$  мм. Параметри посіву:  $Q = 50$  т/га;  $N = 100000$  шт;  $\rho_z = 900$  м<sup>3</sup>;  $\rho = 1100$  м<sup>3</sup>;  $m = 60$  мм;  $\sigma = 20$  мм. Технологічні параметри робочого органу:  $h_{зк} = 10; 20; 30; 40$  мм.

Інтервали значень нижньої  $h_1$  і верхньої межі  $h_2$  змінюємо в межах 0...90 мм, тому що в даних межах розташовується основна кількість коренеплодів і досліджувати вплив параметрів і поза межами цього інтервалу недоцільно. За умовами проходження технологічного процесу виключена можливість здійснення зрізу в одному і тому самому інтервалі різними способами (копірним і безкопірним) тому відкидаємо всі комбінації  $h_1$  і  $h_2$  при яких таке можливо, ставлячи умову – якщо  $h_1 > h_2$ , то функції втрат цукронової маси та залишків гички не визначені.

Після цього послідовно розраховуємо залишки гички та відходи цукронової маси для інтервалів  $[m - 3\sigma; h_1]$ ,  $[h_1; h_2]$ ,  $[h_2; m + 3\sigma]$ . В інтервалі висот виступання  $[m - 3\sigma; h_1]$  розрахунок проводимо за алгоритмом безкопірного зрізу з нульовою висотою проходження площини зрізу (всі коренеплоди даного інтервалу висот виступання зрізуємо на рівні ґрунту). В інтервалі  $[h_1; h_2]$  розрахунок проводимо за алгоритмом копірного зрізу із заданою висотою зрізу  $h_{зк}$ . В інтервалі  $[h_2; m + 3\sigma]$  розрахунок проводимо за алгоритмом безкопірного зрізу з висотою зрізу  $h_2$ . Після цього підсумовуємо відходи цукронової маси та залишки гички для всього інтервалу висот виступання головок коренеплодів. Вищезгаданий алгоритм розрахунку повторюємо для всіх комбінацій параметрів  $h_1$  і  $h_2$ .

Загальна тенденція втрат цукронової маси та залишків гички від характеристик коренеплодів, посівів і технологічних параметрів робочого органу наведено на рис. 2.

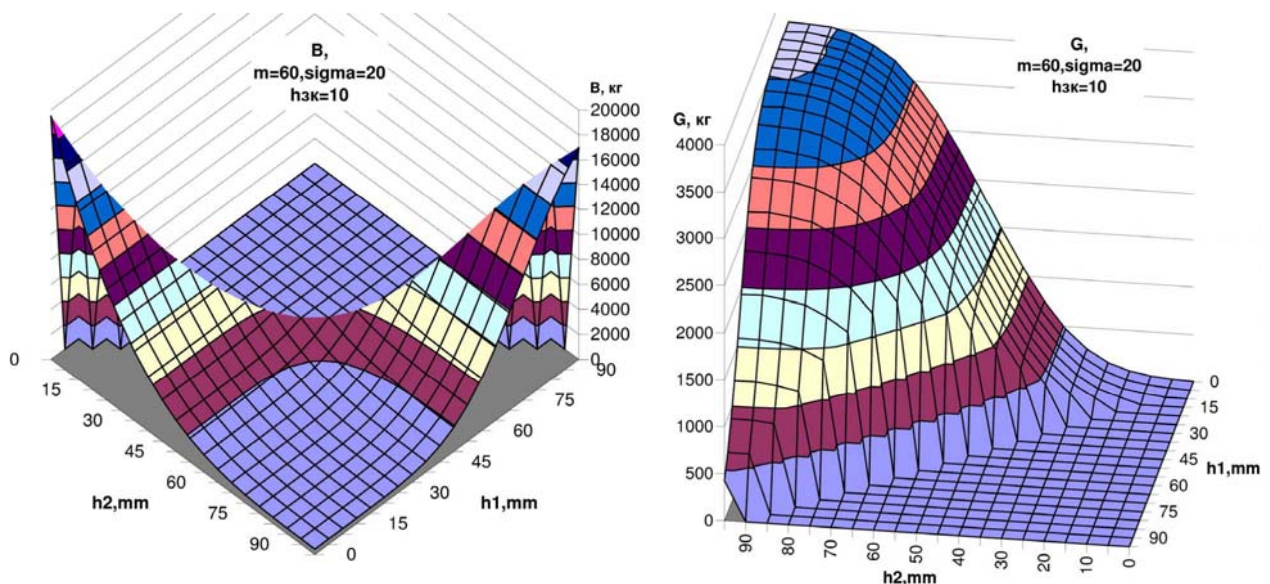


Рисунок 2 – Втрати цукронової маси  $B$  та залишки гички  $G$  при комбінованому зрізі

Вибір параметрів комбінованого зрізу  $h_1$ ,  $h_2$  і  $h_{зк}$  обґрунтуємо за графіками ліній однакових значень (рис. 3).

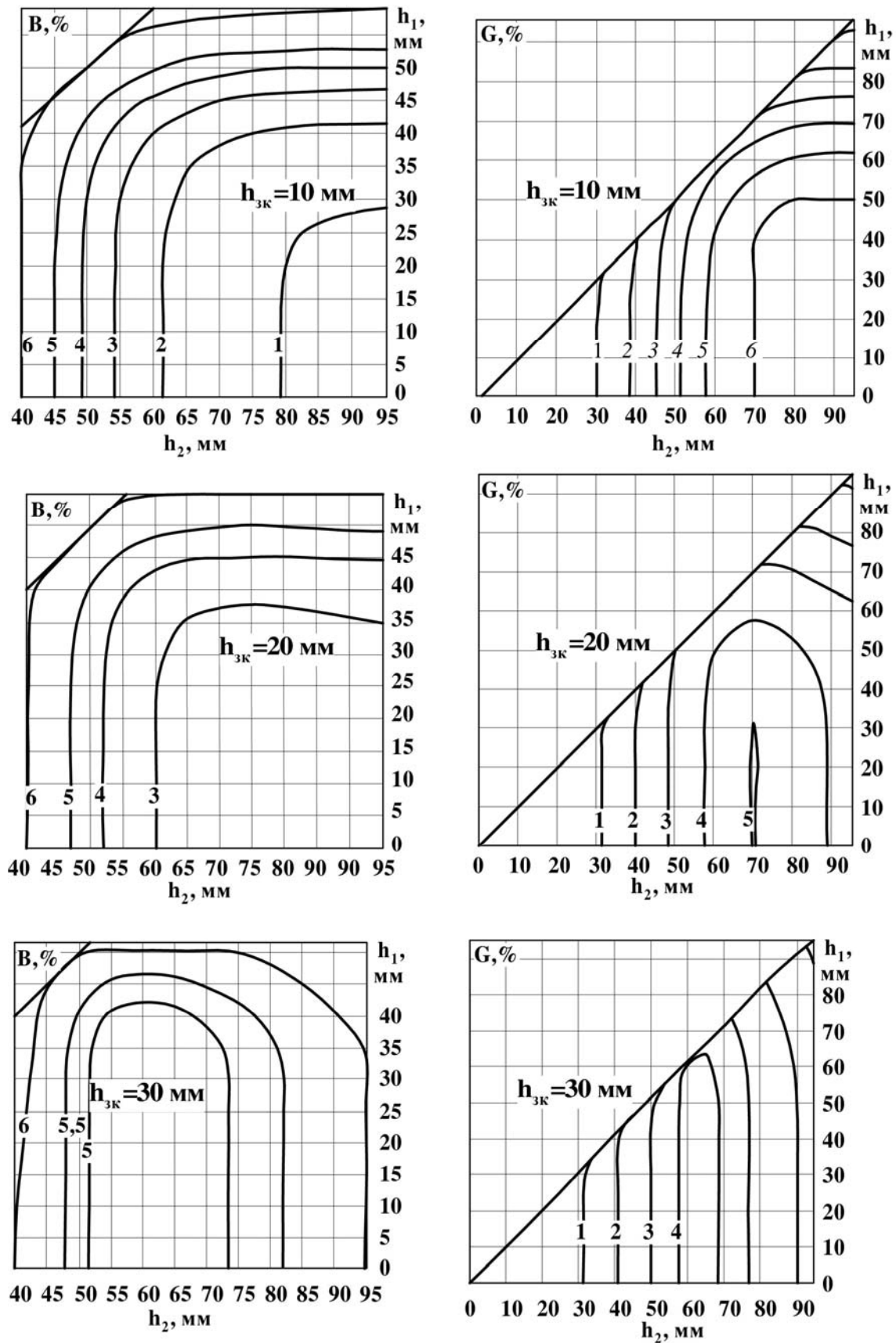


Рисунок 3 – Лінії однакових значень втрат цукроносної маси та залишків гички  
(1 – 1%, 2 – 2%, 3 – 3%,...)

Вимоги стандарту за втратами цукроносної маси будуть виконуватися при наступних технологічних параметрах робочого органу:  $h_{3k} = 10 \text{ mm}$ ,

$h_1 = 35$  мм,  $h_2 = 65$  мм. Залишки гички в даному випадку будуть складати 5,5...6%. При  $h_{зк} = 20$  мм,  $h_1 = 35$  мм,  $h_2 = 65$  мм мінімальні втрати цукроносної маси збільшаться до 2,5...3%, але залишки гички зменшаться до 4...4,5%. При  $h_{зк} = 30$  мм мінімальні втрати цукроносної маси 4,5...5% будуть при  $h_1 = 40$  мм,  $h_2 = 55$  мм, а залишки гички складуть 3...3,5%. При  $h_{зк} = 40$  мм мінімальні втрати цукроносної маси 6...6,5% будуть при  $h_1 = 45$  мм,  $h_2 = 50$  мм, а залишки гички становитимуть 2...2,5%.

Вимоги стандарту за втратами цукроносної маси будуть виконуватися тільки при висоті копірного зрізу  $h_{зк} = 10$  мм. Щоби дотриматись вимог стандарту за вмістом гички у воросі коренеплодів необхідно збільшувати значення  $h_{зк}$  до 40 мм. Але, враховуючи наступну інтенсивну дію викопувально-очисних робочих органів на коренеплоди, слід очікувати дотримання вимог стандарту за забрудненням гичкою при менших значеннях висоти копірного зрізу.

### **Висновки.**

В результаті аналітичного дослідження та розрахунків виявлено, що при раціональних параметрах комбінованого зрізу гички діапазон копірного зрізу зменшується у 3-4 рази. Це знизить інерційно-динамічні навантаження в системі “робочий орган – коренеплід цукрового буряку”, покращить копіювання головок коренеплодів та підвищить поступальну швидкість гичкозбиральних машин при копірному зрізі.

### **Список літератури**

1. Погорелый Л.В., Татьяна Н.В., Свеклоуборочные машины: История, конструкция, прогноз. – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
2. Булгаков В.М. Теорія бурякозбиральних машин. – К.: Видавничий центр НАУ, 2005. – 245 с.
3. Бендера І.М., Борис М.М., Борис А.М. Обґрунтування способу та конструкції машини для відокремлення гички від коренеплодів цукрових буряків. Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. – Львів: Львів. нац. аграр. ун-т, 2008. – №12(2). – 762 с.

*А. Борис*

**Теоретические исследования потерь сахарной массы и остатков ботвы при различных способах ее уборки**

Аналитически определены потери сахароносной массы при выполнении рабочего процесса удаления ботвы комбинированным срезом для различных агрофизических характеристик посевов и технологических параметров рабочего органа. В результате теоретических расчетов обнаружена возможность уменьшения диапазона копиярного среза.

*A. Boris*

**Theoretical researches losses of saccharine mass and bits and pieces of tops at the different ways her cleaning up**

It is developed the mathematical model of working process of cutting sugar beets tops with a help of composite cut. It is determined the losses of sugar-bearing mass and the rest of sugar beets tops by the different agrophysical characteristics of crops and technological parameters of working organs. As a result of the theoretical researches is discovered the possibility of the reduction a range of copying cut.

Одержано 05.09.11

УДК 631.36

П. М. Луц, асп.<sup>1</sup>*Інститут механізації тваринництва Національної академії аграрних наук України*

## Результати попередніх досліджень зневоднення пивної дробини

Наведено попередні випробування двогвинтового пресу для зневоднення пивної дробини. Представлені статистичні характеристики вихідної і зневодненої пивної дробини. Досліджено залежність потужності, продуктивності та ступеня зневоднення від її початкової вологості, співвідношення площ перетинів міжгвинтового простору і вихідного отвору та частоти обертання гвинтів.

**двогвинтовий прес, пивна дробина, початкова вологість, зневоднення**

В нашій державі багато пивзаводів було введено до експлуатації без утилізації відходів, які утворюються. На більшості пивзаводів, пивну дробину використовують нерационально – лише невелику її частку у натуральному вигляді згодовують тваринам. Проте, унаслідок короткого терміну зберігання таке використання пивної дробини не ефективне, до того ж перевозити не перероблену пивну дробину не вигідно через великий вміст рідини. Влітку, коли обсяг виробництва пива істотно збільшуються, відповідно зростають об'єми пивної дробини - середній пивзавод виробляє за день біля 250 т пивної дробини і у декілька разів менше (біля 50-80 т) взимку [1].

В більшості випадків дробину утилізують вивантажуючи її на полігони, де через 2-3 доби починається процес її розкладання з виділенням речовин, які негативно впливають на екологічний стан довкілля [2]. Тому, стало актуальним питання попереднього видалення з дробини надлишкової вологи, що дозволить у значній мірі знизити енергетичні та матеріальні витрати на її подальшу переробку.

Для цієї мети був створений двогвинтовий прес (рис. 1), який складається з рами 1, бункера 2, конфузора 3, до якого приєднується регульована віджимна насадка 4. Конфузор 3 по всій поверхні має фільтруючі отвори для виходу рідини з пивної дробини. Площа поперечного перерізу конфузора зменшується по напрямку подачі матеріалу в пресувальну камеру. З іншого боку бункера 2 розташований блок підшипників 5, у якому консольно установлені гвинти 6 і 7 відповідно лівої та правої навивки, що запобігає повертанням маси разом з ними. Привод гвинтів виконується електричним мотор-редуктором 8, через ланцюгову передачу 9.

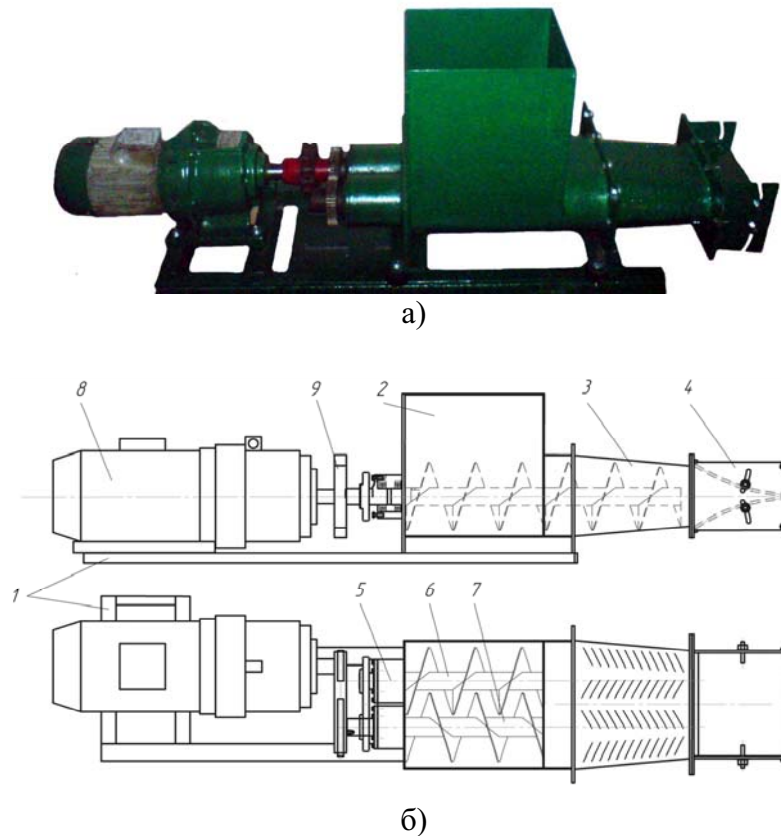
При випробуваннях використовувалася пивна дробина, отримувана на протязі тривалого часу. Статистична характеристика її вологості, отримана з використанням програми Excel [3], наведена у табл. 1.

Під час досліджень визначалися залежності потужності  $N$ , продуктивності  $Q$  та кінцевої вологості  $w$  пивної дробини від початкової вологості  $W$ , що варіювалася від 73.91 % до 78.53 % (див. табл. 1); частоти обертання гвинтів, яка змінювалася від 30 до 90 об/хв. та співвідношення площ перерізів входу конфузора з перерізом вихідного отвору пресу, межі регулювання якого становили від 1,27 до 6,73.

Перевірка нормальності розподілу початкової вологості пивної дробини (табл. 1), яка виконана з використанням критерію асиметрії і коефіцієнту ексцесу та інтервальне групування вихідних зразків за вологістю і щільність нормального розподілу за цією ознакою, представлене гістограмою (рис. 2), показують

<sup>1</sup> Науковий керівник – чл.-кор. НААН України, д-р техн. наук, проф. І.А. Шевченко

невідповідність даних нормальному розподілу та вказує на необхідність збільшення кількості дослідів (більше 100) при вивченні властивостей матеріалу.



1 - рама; 2 - бункер; 3 - конфузор; 4 – віджимна насадка; 5 – підшипниковий блок ; 6, 7 - шнеки; 8 - електричний мотор-редуктор; 9 - ланцюгова передача.

Рисунок 1 – Загальний вид (а) та конструкційна схема (б) двогвинтового пресу для зневоднення пивної дробини

У результаті регресійного аналізу даних замірів експериментальних досліджень отримано рівняння регресії функції відгуку (1)-(3)

$$N = -24.218 + 0.560W + 0.18k + 0.082n - 0.001Wk - 0.001Wn - 0.002nk - 0.003W^2 - 0.012k^2, \quad (1)$$

$$Q = -182027.8 + 4096.5W - 1780.3k + 1130.2n + 20.5Wk - 14.7Wn - 0.4nk - 22.4W^2 + 19.8k^2 + 0.4n^2, \quad (2)$$

$$w = -723.91 + 15.79W + 21.64k + 4.20n - 0.27Wk + 0.06Wn - 0.07W^2 - 0.13k^2. \quad (3)$$

Таблиця 1 – Статистична характеристика вологості вихідного матеріалу

Показник	Значення
Мінімальне значення, %	73.91
Нижня межа довірчого інтервалу, %	77.28
Середнє значення, %	78.53
Верхня межа довірчого інтервалу, %	79.78
Максимальне значення, %	84.25
Кількість дослідів, шт..	21

Продовження табл. 1

Стандартне відхилення, %	2.75
Похибка середнього вибірки, %	0.599
Відносна похибка середнього вибірки, %	0.76
Нижній (перший) квантиль, %	76.53
Медіана, %	78.88
Верхній (третій) квантиль, %	78.88
Коефіцієнт варіації, %	3.50
Похибка коефіцієнта варіації, %	0.54
Рівень надійності (95.0 %)	0.946
Асиметрія	0.322
Коефіцієнт ексцесу (куртозис)	-0.296

При перевірці математичних моделей за критерієм Фішера нульовою гіпотезою служить припущення: усі вибіркові середні є оцінками однієї генеральної середньої, отже, відмінності між ними несуттєві. За критерієм Фішера всі отримані рівняння регресії адекватні [4]. Перевірка моделі на роботоздатність і відсутність автокореляції також підтвердили її достовірність.

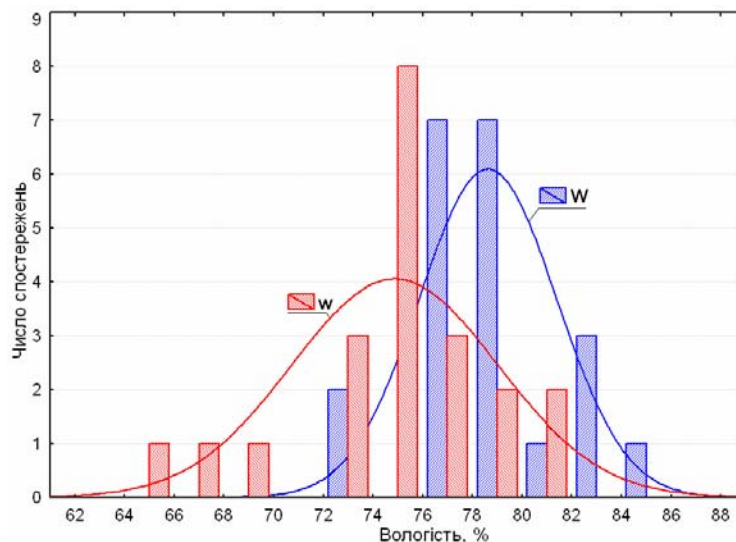


Рисунок 2 – Гістограма розподілу вихідних (W) і зневоднених (w) зразків пивної дробини за вологістю і щільність нормального розподілу за цією ознакою

Зміна вологості маси після обробки наведена на рис. 2, частка маси вологи, відокремлюваної при експериментальних дослідженнях, наведено на рис. 3.

З рис. 3 видно, що при деяких режимах роботи з пивної дробини вдається відокремити до 47 % вологи, що підвищує її поживну цінність і зменшує об'єми її перевезень до споживача.

За результатами аналізу парних взаємодій впливу досліджуваних факторів на кінцеву вологість отриманої маси (представлених виразами (4)-(6), побудовані поверхні відгуку проілюстровані на рис.4 [5, 6].

$$w = -755.128 + 19.703W + 14.5194k - 0.1157W^2 - 0.1924Wk - 0.0339k^2, \quad (4)$$

$$w = -979.2504 + 24.5269W + 2.7568n - 0.1408W^2 - 0.0376Wn + 0.0022n^2, \quad (5)$$

$$w = 87.8915 - 3.6918k - 0.2662n + 0.2037k^2 + 0.0221kn + 0.0021n^2. \quad (6)$$



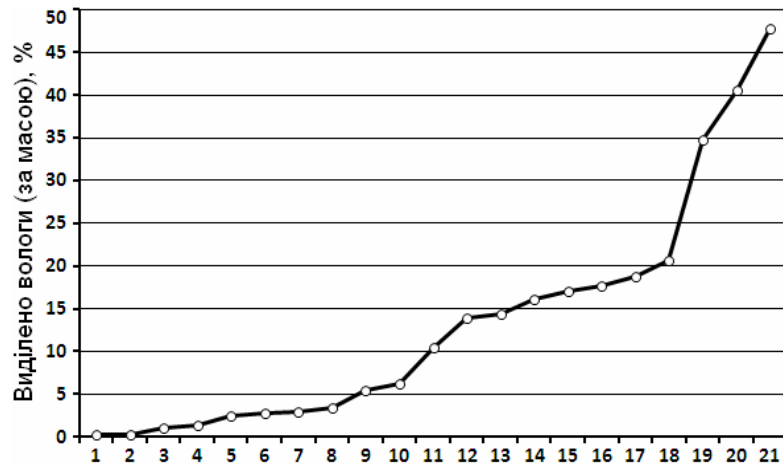
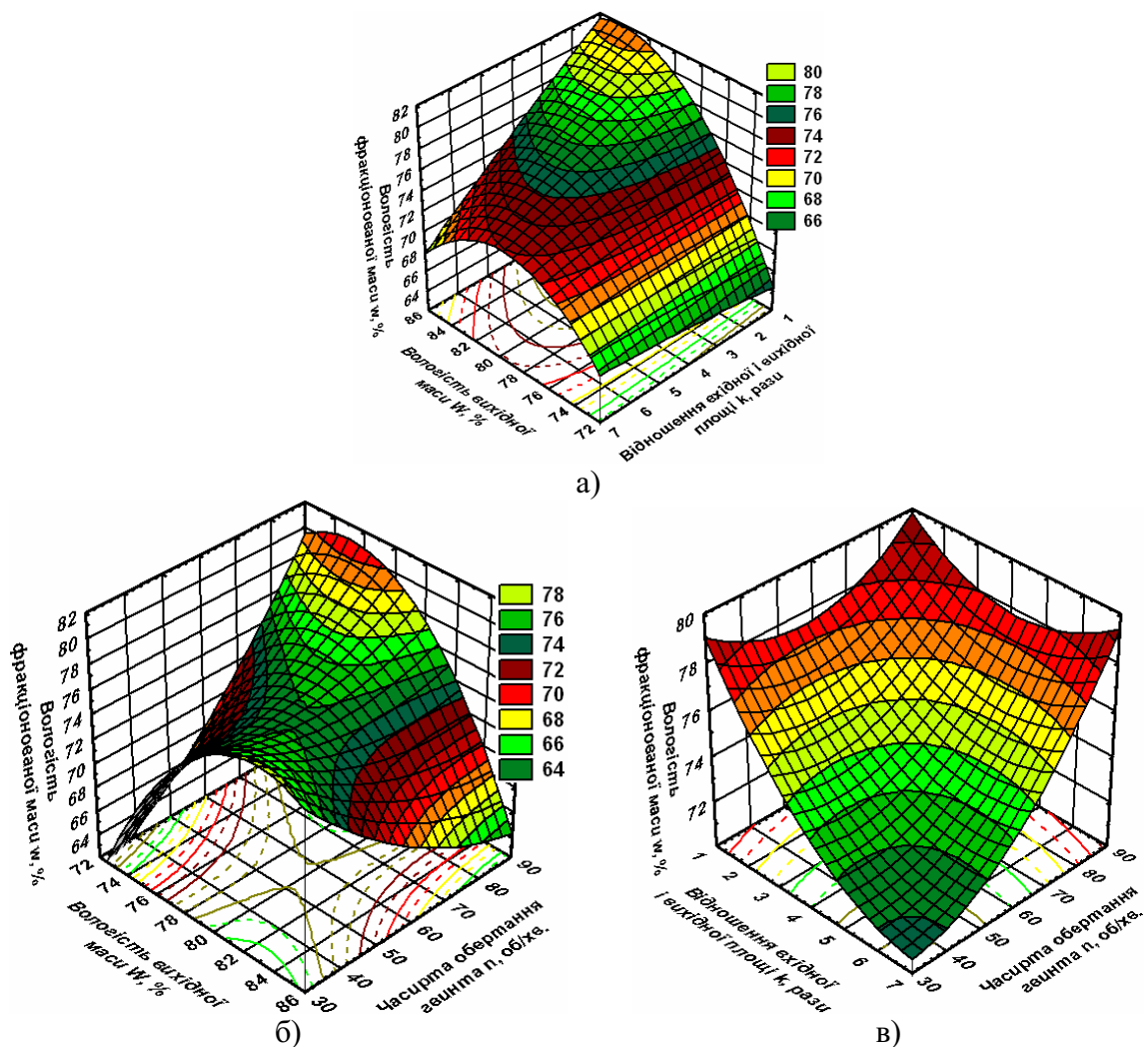


Рисунок 3 – Виділення вологи (за масою) в процесі експериментальних досліджень, %



а) вологістю вихідної маси  $W$  (%) і відношення вхідної і вихідної площі  $k$  (рази); б) вологістю вихідної маси  $W$  (%) і частотою обертання гвинта  $n$  (об/хв.) відношення вхідної і вихідної площі; в) відношення вхідної і вихідної площі  $k$  (рази) і частотою обертання гвинта  $n$  (об/хв.)

Рисунок 4 – Взаємозв'язок кінцевої вологості отриманої маси  $w$  (%) з конструктивними та експлуатаційними показниками

Отримані дані свідчать про оптимальність вибору меж досліджуваних параметрів.



Наведені результати є попередніми, зараз устаткування готується до повнопрограмних досліджень за чотирьох факторним експериментом.

## Список літератури

1. Данченко О.С. Рациональное использование отходов пивоваренного производства / О.С. Данченко. – Минск: Промиздат, 1970. – 134 с.
2. Мануйлова Т.А. Экологические проблемы в отраслях пищевой промышленности / Т.А. Мануйлова, Н.Ф. Панков // Хранение и переработка сельхозсырья. – 2005. – № 7. – С. 18 – 22.
3. Веденеева Е. А. Функции и формулы Excel 2007. Библиотека пользователя. — СПб.: Питер, 2008. — 384 с: ил.
4. Мельников С. В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников, В. Р. Алешкин, П. М. Рощин. – Л.: Колос, 1980. – 168 с.
5. Боровиков В. STATISTICA. Искусство анализа данных на компьютере: Для профессионалов. / В.Боровиков. - 2-е изд. (+CD). - СПб.: Питер, 2003. - 688 с.: ил.
6. Боровиков В. П. STATISTICA – Статистический анализ и обработка данных в среде Windows. Издание 2-е, стереотипное / В. П. Боровиков, И. П. Боровиков. – М.: Информационно-издательский дом "Филинь", 1998, – 608 с.

*П. Луц*

### **Результаты предварительных исследований обезвоживания пивной дробины**

Приведены предварительные испытания двухвинтового прессу для обезвоживания пивной дробин. Представлены статистические характеристика исходной и обезвоженной пивной дробины. Исследована зависимость мощности, производительности и степени обезвоживания от ее начальной влажности, соотношение площадей сечений межвинтового пространства и выходного отверстия, а также частоты вращения винтов.

*P. Luts*

### **Results of preliminary studies of dehydration beer pellet**

Preliminary tests twin-screw to a press for dehydration beer pellets are resulted. Are presented statistical the characteristic of the initial and dehydrated beer pellet. Dependence of power, productivity and degree of dehydration on its initial humidity, a ratio of the areas of sections of interscrew space and an exhaust outlet, and also frequency of rotation of screws is investigated.

Одержано 16.09.11

УДК 633:621.039.37

Д. М. Лисенко, асп.<sup>2</sup>*Інститут механізації тваринництва Національної академії аграрних наук України*

## Обґрунтування параметра оптимізації фракціонування сухої листостеблової маси

У статті наведено обґрунтування параметра оптимізації процесу фракціонування сухої листостеблової маси

**сухе фракціонування, параметр оптимізації фракціонування, стеблова фракція, листова фракція**

Для виробництва трав'яного борошна в багатьох господарствах використовувались високотемпературні сушарки типу АВМ разом з дробарками, грануляторами та механізованими сховищами. На сьогодні всі ці лінії не експлуатуються через дефіцит і високу вартість рідкого палива та електроенергії.

Між тим, проблеми повноцінної годівлі худоби в останні роки набувають все більшої актуальності. Бо, як відомо, згодовування незбалансованих за поживністю та вмістом основних амінокислот та вітамінів комбікормів, призводить до значної їх перевитрати і зниження продуктивності. [1, 2].

З метою одержання заміни трав'яного борошна пропонується заготівля сіна з подальшим фракціонуванням маси на листя і стебла для одержання листової маси, яка і буде використовуватись замість нього.

При фракціонуванні сухої стеблової маси на високопоживну листову і низькоякісну стеблову фракцію, з яких саме вона і складається (не беручи до уваги вологу і повітря), окрім відділені сухих листків в високопоживну фракцію безумовно потрапляє певна кількість часток, які за своєю характеристикою відносяться до гілок і стебел [3]. При кількісному збільшенні і зростанні загальної поживності відбувається зменшення показника питомої поживності.

Задача фракціонування полягає у виділенні з загальної маси сухого стеблового корму більш поживної складової, тобто одержання більш якісного, хоч і меншого за об'ємом, корму. Таким чином, критерієм оптимізації параметрів і режимів роботи, а також конструкційно-кінематичних характеристик машини є отримання відповідної кількості корму певної якості.

Комплексно за цей критерій приймаємо відношення  $\lambda_L$  загальної поживності відфракціонованої частини до загальної вихідної листової фракції, виходячи з умови їхньої рівності за масою. У цьому разі все листя зі стеблової фракції не видаляється і вона після подрібнення може використовуватися як корм для великої рогатої худоби.

Цей показник, який позначаємо  $\lambda_L$  може бути представлено виразом:

$$\lambda_L = \frac{k_{L_O} \cdot m_{L_L} + k_{C_O} \cdot m_{C_L}}{k_{L_O} \cdot m_{L_O}}, \quad (1)$$

де  $k_{L_O}$  і  $k_{C_O}$  – відповідно питома поживність листової і стеблової фракції вихідного матеріалу;

$m_{L_L}$  і  $m_{C_L}$  – відповідно маса відокремленого листя і стеблових часток, які знаходяться у відфракціонованому матеріалі;

<sup>2</sup> Науковий керівник, ст. наук. співр., канд. техн. наук О. В. Кисельов

$m_{лo}$  – маса листа вихідного матеріалу.

Беручи до уваги, що відповідно до прийнятої умови маємо  $m_{cl} = m_{ло} - m_{лr}$ , отримуємо залежність (1) у вигляді:

$$\lambda_l = \frac{m_{лl}}{m_{ло}} + \frac{k_{co}}{k_{ло}} \cdot \left( 1 - \frac{m_{лl}}{m_{ло}} \right). \quad (2)$$

Прийнявши  $\mu = m_{лl}/m_{ло}$ , що представляє собою повноту відділення листової фракції маємо:

$$\lambda_l = \mu \left( 1 - \frac{k_{co}}{k_{ло}} \right) + \frac{k_{co}}{k_{ло}}. \quad (3)$$

У цьому разі частка відфракціонованої поживної речовини з загальної маси вихідного матеріалу становитиме:

$$\lambda_z = \frac{\lambda_l \cdot m_{ло} \cdot k_{ло}}{M \cdot k_{zo}}, \quad (4)$$

де,  $M, k_{zo}$  – відповідно маса і поживність вихідного матеріалу.

З огляду на вирази (3) і (4) бачимо, що для повноти відфракціонування високопоживної складової слід підвищити повноту виділення  $\mu$  листової фракції з вихідного матеріалу, це, у свою чергу, знижує вміст стеблової фракції у відфракціонованій складовій, величина якої визначається виразом:

$$m_{cl} = (1 - \mu) \cdot m_{ло}. \quad (5)$$

За прийнятої нами умови не враховується наявна позитивна корекція між відокремленням листа і часток стебла в процесі фракціонування; головне – лише умова рівності за масою відфракціонованої і стеблової складової.

Проте, при подальшому підвищенні повноти виділення  $\mu$  стеблової фракції, особливо при наближенні її до одиниці, різко починає збільшуватися в відфракціонованому матеріалі і стеблова частка вихідної маси. У цьому разі відношення загальної поживності відфракціонованої маси до загальної поживності листової фракції зростає за виразом (6) і може навіть перевищити одиницю. Тут зі стеблової фракції видалено не лише все листя, а й тонкі гілки, тому для подальшого використання на корм худобі вона повинна піддаватися термохімічній обробці.

$$\lambda_l = \frac{\mu \cdot m_{ло} \cdot k_{ло} + m_{cl} \cdot k_{co}}{m_{ло} \cdot k_{ло}} = \mu + \frac{m_{cl}}{m_{ло}} \cdot \frac{k_{co}}{k_{ло}}. \quad (6)$$

На наш погляд, фракціонування слід припиняти при отриманні загальної поживності фракціонованої маси рівній поживності листової фракції, тобто при досягненні умови  $\lambda_l = 1$ . У результаті фракціонування матимемо корм у кількості  $m_{лl} + m_{cl}$  з загальною поживністю листової маси вихідного матеріалу, тобто  $k_{ло} \cdot m_{ло}$ .

Тоді вираз (6) матиме вигляд:

$$\mu_l = 1 - \frac{m_{cl}}{m_{lo}} \cdot \frac{k_{co}}{k_{lo}}, \quad (7)$$

беручи до уваги, що  $m_{cl}$  функціонально залежить від  $m_{lr}$ , а також від  $\mu$ .

Наведені теоретичні дослідження показують, що за параметр оптимізації процесу фракціонування сухої листостеблової маси можна прийняти відношення  $\lambda_l$  загальної поживності відфракціонованої частини до загальної вихідної листової фракції. При умові рівності за масою відфракціонованої листової і стеблової складових можливе використання на корм худоби без попередньої її обробки. Проте, при подальшому підвищенні повноти виділення стеблової фракції, різко починає збільшуватися у відфракціонованому матеріалі і стеблова частка вихідної маси. У цьому разі відношення загальної поживності відфракціонованої маси до загальної поживності листової фракції зростає, і зі стеблової фракції видалено не лише все листя, а й тонкі гілки, тому для подальшого використання на корм худобі вона повинна піддаватися термохімічній обробці. Таким чином, однією з задач саме і є експериментальне отримання вказаної функціональної залежності і визначення необхідної повноти відділення листової фракції, а відповідно до цього параметрів і режимів роботи машини.

## Список літератури

1. Воробйов Б. С. Заготівля та консервування зелених кормів. / Б. С. Воробйов, В. Д. Судай, Л. С. Прокопенко. – К.: Урожай, 1978. – 168 с.
2. Особов В. И. Сеноуборочные машины и комплексы. / В. И. Особов, Г. К. Васильев. – М.: Машиностроение, 1983. – 304 с.
3. Баканов В. Н. Кормление сельскохозяйственных животных. / В. Н. Баканов, В. К. Менькин. – М.: Агропромиздат, 1989. – 511 с.

*Д. Лысенко*

### **Обоснование параметра оптимизации фракционирования сухой листостебельчатой массы**

В статье приведено обоснования параметра оптимизации процесса фракционирования сухой листостебельчатой массы

*D. Lysenko*

### **Substantiation for the optimization parameter fractionation of dry leafy mass**

In article are substantiation of the parameter of optimization of process fractionation dry leafy mass

Одержано 16.09.11

УДК 637.11

Е.Б. Алієв, асп., О.С. Тісліченко, асп.

*Інститут механізації тваринництва Національної академії аграрних наук України*

## Конструкційно-технологічна схема комплексу устаткування контролю вакуумметричних параметрів доїльного обладнання

В статті проведено аналіз існуючих технічних засобів діагностики і контролю технічних параметрів доїльного обладнання. Обґрунтована конструктивно-технологічна схема комплексу устаткування контролю вакуумметричних параметрів доїльного обладнання. Виготовлено макетний зразок комплексу обладнання контролю вакуумметричних параметрів доїльного обладнання. **доїльне обладнання, конструктивно-технологічна схема, техніко-технологічні параметри, діагностика, контроль, сервіс**

Одними з головних чинників, що визначають якість машинного доїння корів та захворюваність корів маститом, є рівень і стабільність робочого розрідження у вакуумній системі доїльного обладнання. Параметри розрідження залежать від продуктивності вакуумних насосів, технічного стану вакуумрегулятора, похибки вакуумметра, пульсацій доїльного апарата, технологічних і паразитних витікань повітря крізь нещільності вакуумної системи. Підтримання параметрів робочого розрідження потребує своєчасного періодичного проведення діагностичних процедур [1-2].

Виробники вітчизняного доїльного обладнання не тільки не надають діагностичних засобів, але і не передбачають у вакуумній системі необхідних контрольних точок для застосування методик і програмно-технічних засобів діагностики, які пропонують відомі світові виробники. У той самий час аналіз закордонних засобів діагностики показує, що вони здатні визначати регламентовані міжнародними стандартами технічні параметри доїльного обладнання, а саме максимальний, мінімальний і середній статичний та максимальний динамічний тиск (пульсації) вакуумної системи, тривалість і баланс фаз та період пульсацій, витрати повітря і частоту обертання валу вакуумного насосу. Однак їх вартість, на думку авторів, не відповідає закладеним в них функціональним можливостям (DeLaval VPR100 – 2300 €, GEA WestfaliaSurge PulsoTest – 1900 €).

Тому набуває актуальності питання розробки вітчизняного технічного засобу діагностики і контролю параметрів доїльного обладнання.

Метою досліджень є обґрунтування конструкційно-технологічної схеми і розробка макетного зразка комплексу устаткування контролю вакуумметричних параметрів доїльного обладнання.

Комплект устаткування (рис. 1), що буде розроблено внаслідок досягнення поставленої мети, дозволить визначати рівень вакуумметричного тиску для статичних (робочий тиск вакуумної системи) і динамічних (максимальний тиск при пульсаціях у доїльному апараті) режимів роботи доїльного обладнання, часові параметри циклів пульсацій вакууму, що передаються пульсатором на вході в міжстінні камери доїльних стаканів (частоту пульсацій, співвідношення тактів, тривалість фаз, баланс фаз), контролювати і запам'ятовувати інформацію щодо флуктуацій вакууму в вакуумних системах та інших вузлах доїльного обладнання, витрати повітря через переріз будь-якого вакуумного трубопроводу, що дозволить визначити продуктивність вакуумного

насоса й герметичність молоковакуумних систем. Передбачено виконання вимірювань одночасно декількома датчиками з виводом на дисплей як графіків пульсацій, так і цифрової інформації про отримані результати. На дисплей також має виводитись інформація про відхилення параметрів за межі допустимих значень, згідно з міжнародними техніко-технологічними вимогами (ISO 3918, ISO 5707, ISO 6690 [3 – 5]). Комплект обладнання забезпечує контроль параметрів доїльного обладнання різноманітних типів (рис. 2).

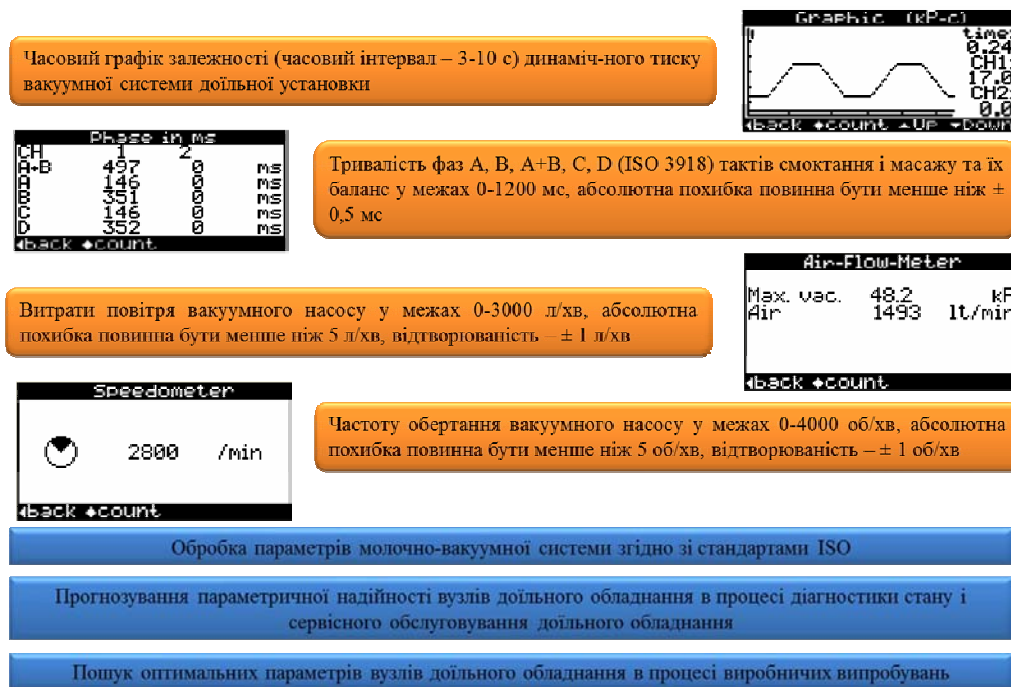


Рисунок 1 – Характеристика комплекту устаткування



Рисунок 2 – Технологічна схема контролю вакуумметричних параметрів доїльного обладнання

Комплект устаткування для контролю вакуумметричних параметрів доїльних установок містить блок живлення, клавіатуру керування, цифровий індикатор та датчик тиску, з'єднані з автоматизованою системою керування, який відрізняється тим, що він додатково містить з'єднані з автоматизованою системою керування додатковий датчик тиску, тахометричний датчик та датчик витрат повітря. Автоматизована система керування виконана у вигляді мікроконтролера з аналого-цифровим перетворювачем та зовнішнім запам'ятовуючим пристроєм, а цифровий індикатор представлений у вигляді графічного LCD-дисплею.

Введення в комплект устаткування для контролю технічних параметрів доїльних установок двох датчиків тиску, що з'єднуються з автоматизованою системою керування, дозволяє проводити вимірювання технічних параметрів доїльних апаратів попарного доїння.

Введення в комплект устаткування для контролю технічних параметрів доїльних установок тахометричного датчика та датчика витрат повітря, що з'єднані з автоматизованою системою керування, дозволяє отримати додаткову інформацію про технічний стан доїльної установки, а саме вимірювати частоту обертання ротору та витрати повітря вакуумного насосу.

Виконання автоматизованої системи керування у вигляді мікроконтролера з аналого-цифровим перетворювачем та зовнішнім запам'ятовуючим пристроєм підвищує її надійність і дозволяє проводити обробку і зберігання результатів вимірювань тиску, частоти обертання ротору та витрати повітря вакуумного насосу. Цифровий індикатор, реалізований у вигляді графічного LCD-дисплею, дозволяє представляти результати вимірювань у вигляді цифрової, текстової і графічної інформації.

Конструктивна схема комплекту устаткування для контролю вакуумметричних параметрів доїльних установок представлено на рис. 3.

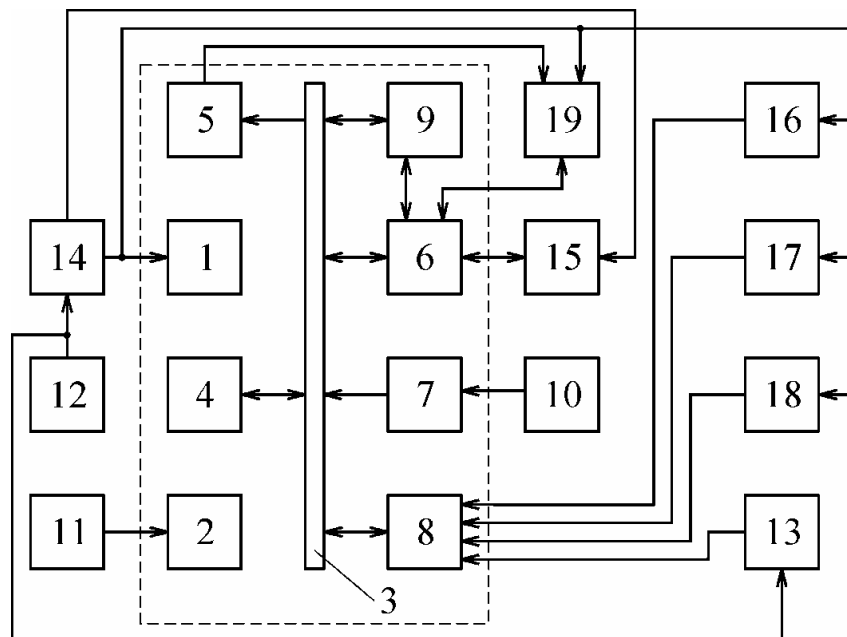


Рисунок 3 – Конструкційна схема комплекту устаткування контролю вакуумметричних параметрів доїльного обладнання

Комплект устаткування для контролю технічних параметрів доїльних установок містить мікроконтролер, до складу якого входять блок контролю живлення 1, генератор тактових імпульсів 2, шина даних 3 та з'єднані з нею блок обробки даних 4, порти вводу/виводу 5, 6, 7, аналого-цифровий перетворювач 8 і блок прийому/передачі даних 9, причому блок прийому/передачі даних 9 з'єднаний з портом вводу/виводу 6.

Комплект устаткування для контролю технічних параметрів доїльних установок також містить клавіатуру керування 10, з'єднану з портом вводу/виводу 7, джерело тактової частоти 11, з'єднане з генератором тактових імпульсів 2, блок живлення 12, вихідна напруга якого подається на датчик витрат повітря 13 та на блок стабілізації напруги 14, що має два виходи з різними рівнями напруги. З першого виходу блоку стабілізації 14 напруга подається на зовнішній запам'ятовуючий пристрій 15, а з другого виходу – на перший 16 і додатковий 17 датчики тиску, тахометричний датчик 18, графічний LCD-дисплей 19 та блок контролю живлення 1. Порт 5 і частина виводів порту 6 з'єднані з графічним LCD-дисплеєм 19 і призначені для передачі даних для відображення та обміну сигналами керування відповідно, інші виводи порту 6 з'єднані з зовнішнім запам'ятовуючим пристроєм 15 і призначені для його комутації з блоком прийому/передачі даних 9, порт 7 служить для прийому даних з клавіатури керування 10, а до входних виводів аналого-цифрового перетворювача 8 підключені вихідні виводи датчиків тиску 16 і 17, тахометричного датчика 18 та датчика витрат повітря 13.

Комплект устаткування для контролю технічних параметрів доїльних установок функціонує наступним чином. Перший 16 та додатковий 17 датчики тиску, тахометричний датчик 18 та датчик витрат повітря 13 послідовно встановлюються у відповідних вузлах доїльної установки (вакуумний насос, вакуумпровід, вакуумбалон, вакуумний регулятор, молокопровід, пульсатор, доїльні стакани, колектор, молокозбирач). Після підключення блока живлення 12 напруга постійного струму подається на виводи живлення датчика витрат повітря 13, а також на вхід блока стабілізації напруги 14, з першого виходу якого напруга постійного струму подається на виводи живлення зовнішнього запам'ятовуючого пристрою 15, а з другого виходу – на блок контролю живлення мікроконтролера 1, виводи живлення графічного LCD-дисплею 19, першого 16 та додаткового 17 датчиків тиску і тахометричного датчика 18, тим самим вмикаючи їх у роботу. З джерела тактової частоти 11 подаються імпульси на генератор тактових імпульсів 2, що забезпечує формування сигналів для внутрішніх модулів мікроконтролера. На графічному LCD-дисплеї 19 з'являється перелік датчиків (перший та додатковий датчики тиску, тахометричний датчик та датчик витрат повітря), що входять до складу пристрою для контролю технічних параметрів доїльних установок. Вибір датчика, показання якого мають бути відображені на цифровому індикаторі, та режиму відображення (числові значення або графік) здійснюється за допомогою клавіатури керування 10, сигнали з якої подаються на виводи порту 7 і далі через шину даних 3 у блок обробки даних 4. Відповідно до отриманого з клавіатури керування сигналу відбувається комутація певного каналу аналого-цифрового перетворювача 8 з шиною даних 3. Електричні сигнали з обраного датчика проходять шляхом «датчик – аналого-цифровий перетворювач 8 – шина даних 3 – блок обробки даних 4», на їх основі за заданим алгоритмом обчислюються відповідні фізичні параметри (тиск, фази пульсації, період пульсацій доїльного апарату, частота обертання ротору або витрати повітря вакуумного насосу). Отримані результати з блоку обробки даних 4 через шину даних 3 передаються в порт 5 і далі на графічний LCD-дисплей 19 для їх відображення в режимі реального часу. Передача даних на графічний LCD-дисплей 19 супроводжується обміном сигналами керування між графічним LCD-дисплеєм та блоком обробки даних 4 через порт 6. Зберігання результатів вимірювань здійснюється шляхом їх передачі у запам'ятовуючий пристрій 15 через блок прийому/передачі даних 9 та виводи порту 6.

Для підтвердження адекватності розробленої конструкційної схеми (рис. 3) було виготовлено макетний зразок комплекту устаткування контролю вакуумметричних параметрів доїльного обладнання (рис. 4).





Рисунок 4 – Макетний зразок комплекту устаткування контролю вакуумметричних параметрів дойльного обладнання

В результаті проведених досліджень була обґрунтована конструкційна схема, розроблені алгоритми вимірювань технічних характеристик дойльного обладнання і виготовлено макетний зразок комплекту устаткування контролю вакуумметричних параметрів дойльного обладнання.

## Список літератури

1. Карташов Л.П. Контроль при машинном доении. М.: Россельхозиздат, 1977. – 48 с.
2. Карташов Л.П. Контрольное оборудование для машинном доения коров. М.: Россельхозиздат, 1983. – 96 с.
3. ISO 3918. Milking machine installations – Vocabulary. The International for Standardization Organization, Geneva, Switzerland, 2007.
4. ISO 5707. Milking machine installations – Construction and performance. The International for Standardization Organization, Geneva, Switzerland, 2007.
5. ISO 6690. Milking machine installations – Mechanical tests. The International for Standardization Organization, Geneva, Switzerland, 2007.

*Э. Алиев, А. Тисличенко*

### **Конструктивно-технологическая схема комплекта оборудования для контроля вакуумметрических параметров доильного оборудования**

В статье проведен анализ существующих технических средств диагностики и контроля технических параметров доильного оборудования. Обоснована конструктивно-технологическая схема комплекта оборудования для контроля вакуумметрических параметров доильного оборудования. Изготовлен макетный образец комплекта оборудования для контроля вакуумметрических параметров доильного оборудования.

*E. Aliev, A. Tislichenko*

### **Constructional and technological scheme of the equipment controlling the vacuum parameters of milking equipment**

In article are analyzes the existing technical means of diagnosis and monitoring of technical parameters of milking equipment. Substantiated constructive and technological scheme of the equipment for monitoring vacuum parameters of milking equipment. Manufactured prototype of the complete equipment for the control of the vacuum parameters of milking equipment.

Одержано 08.09.11

УДК 631.374:631.362:633.1

В.Л. Куликівський, асп.

*Житомирський національний агроекологічний університет*

## Методика експериментальних досліджень ефективності роботи та довговічності гвинтового робочого органу транспортера

Наведена методика експериментальних досліджень ефективності роботи і довговічності гвинтового робочого органу транспортера. Представлена лабораторна установка для проведення досліджень зі встановленими на ній необхідними пристроями, механізмами і приладами для зміни, регулювання та вимірювання конструктивно-кінематичних параметрів експериментального гвинтового транспортера. Визначені критерії оптимізації, а також фактори, що впливають на них.

**гвинтовий транспортер, методика, параметри, зазор, робочий орган, довговічність, дослідження**

**Постановка проблеми.** Технологічний процес сільськогосподарського виробництва нерозривно пов'язаний із переміщенням великої кількості вантажів, починаючи від подачі сировини, міжопераційного транспортування, до видачі готової продукції.

Гвинтові транспортери широко використовуються в сільськогосподарських машинах, виконуючи роль транспортуючих (комбайни, зерноочисні машини, зерносушарки) та основних робочих органів (змішувачі кормів, протруювачі, навантажувачі).

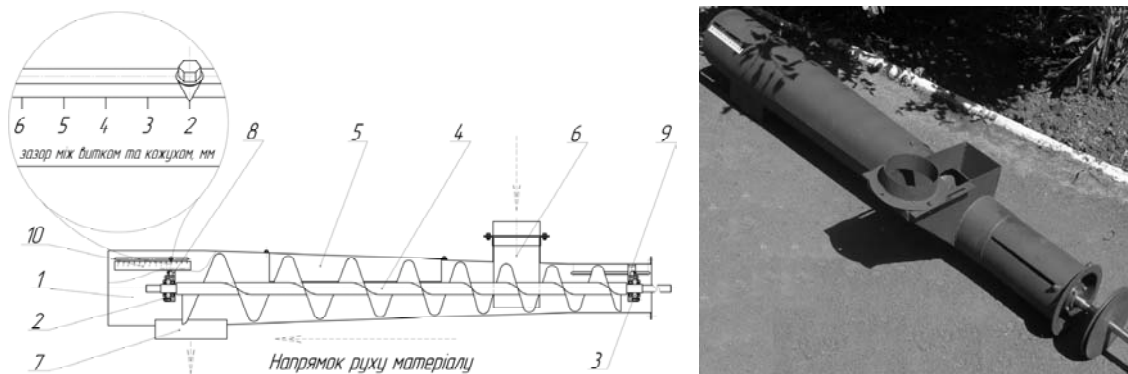
Ефективність роботи транспортерів залежить від багатьох факторів, що характеризують умови їх використання. Також слід відмітити значний вплив конструктивних і кінематичних параметрів транспортерів, що впливають на процес переміщення зернового матеріалу та довговічність гвинтових робочих органів. Тому, постає проблема у виборі оптимальних параметрів транспортерів, які забезпечать максимальний ресурс гвинтових робочих органів і найбільшу продуктивність при найменшій потужності та мінімальній степені травмування зерна, що переміщується.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** З метою покращення ефективності переміщення зернового матеріалу та підвищення ресурсу гвинтового робочого органу, було запропоновано конструкцію експериментального транспортера [1], який складається з кожуха 1 (рис. 1), всередині якого у підшипникових вузлах 2, 3 обертається вал із закріпленим на ньому конусним гвинтом 4 зі змінним кроком, що дозволяє рівномірно переміщувати сипкий матеріал від завантажувального лотка 6 до розвантажувального патрубку 7.

Кожух в місцях встановлення підшипникових вузлів, має механізми переміщення 8, 9 конусного гвинта по осі вала, величина переміщення регулюється шкалою 10 нерухомо закріпленою на поверхні кожуха з ціною поділки рівною зазору між торцями витків гвинта та внутрішньою стінкою кожуха. У верхній частині кожуха транспортера розміщений оглядовий люк 5, який дозволяє контролювати процес переміщення матеріалу та фіксувати відхилення параметрів гвинтового робочого органу в процесі експлуатації.

Така конструкція гвинтового транспортера дасть змогу збільшити строк експлуатації шнекового робочого органу, зменшити травмування зернового матеріалу

та знизити енергозатрати на його переміщення.



1 – кожух; 2, 3 – підшипникові вузли; 4 – конусний гвинт; 5 – оглядовий люк; 6 – завантажувальний лоток; 7 – розвантажувальний патрубок; 8, 9 – механізми переміщення гвинта; 10 – регулювальна шкала

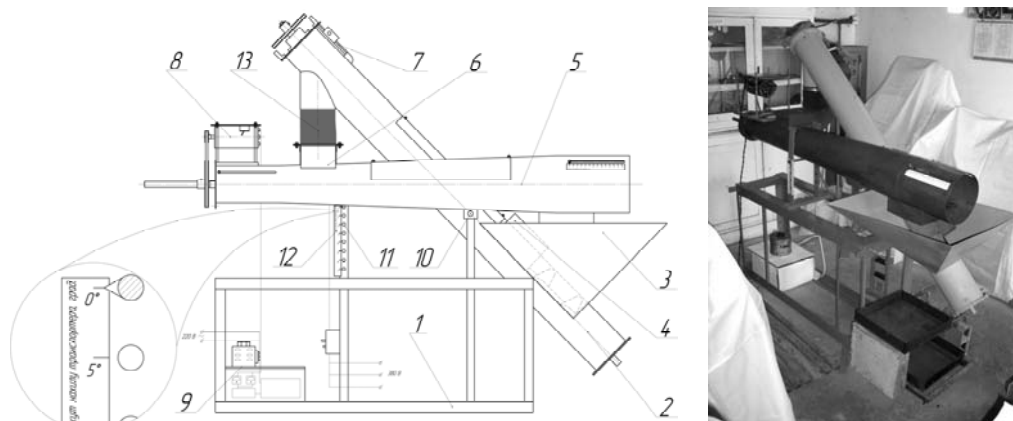
Рисунок 1 – Гвинтовий транспортер

**Мета досліджень.** Розробити методику для дослідження процесу переміщення зернового матеріалу транспортерами та встановити закономірності динаміки зношування гвинтових робочих органів.

**Результати досліджень.** Для визначення ефективності роботи гвинтового транспортера при лабораторних випробуваннях вирішувалися наступні задачі:

- визначення впливу конструктивних та кінематичних параметрів гвинтового транспортера на продуктивність і травмування зернового матеріалу, що переміщується;
- визначення нерівномірності зношування профілю витка та його вплив на ефективність транспортування зернового матеріалу;
- визначення потужності на привід робочого органу при зміні конструктивних параметрів і режимів роботи гвинтового транспортера.

Для проведення лабораторних досліджень розроблено конструкцію експериментальної установки (рис. 2), яка складається з рами 1 на якій під кутом  $45^\circ$  встановлений крутопохилий шнек 2 в нижній частині якого розміщений бункер 3 об'ємом  $0,1 \text{ м}^3$  із регулювальною заслінкою. Привід шнека здійснюється за допомогою трьохфазного асинхронного двигуна 7 потужністю  $1,4 \text{ кВт}$ .



1 – рама; 2 – крутопохилий шнек; 3 – бункер; 4 – заслінка; 5 – гвинтовий транспортер; 6 – лоток завантажувальний; 7 – двигун; 8 – електродвигун постійного струму; 9 – перетворювальний блок; 10 – шарнірний механізм; 11 – направляючі; 12 – регулювальна шкала; 13 – рукав

Рисунок 2 – Установка для дослідження та випробування гвинтових транспортерів

На верхній частині рами жорстко закріплений шарнірний механізм 10 на якому встановлений гвинтовий транспортер 5 з приводом від електродвигуна постійного струму 8 та перетворювального блоку 9, розташованого в нижній частині рами. Ліворуч від шарнірного механізму на верхній частині рами закріплені направляючі 11 з отворами в які встановлюється фіксує палець, переміщення якого дозволяє змінювати кут нахилу гвинтового транспортера, що контролюється за допомогою нерухомо закріпленої регулювальної шкали 12.

Для запобігання втратам зернового матеріалу під час перевантаження, між вивантажувальним патрубком крутопохилого шнека та завантажувальним лотком 6 гвинтового транспортера встановлений рукав 13, довжина якого змінюється в залежності від кута нахилу транспортера.

Лабораторна установка працює наступним чином. Зерновий матеріал надходить до гвинтового транспортера через завантажувальний лоток і переміщується робочим органом, що приводиться в дію від електродвигуна, потрапляючи в бункер. З перевантажувального бункера матеріал самотпливом потрапляє до гвинтового робочого органу крутопохилого шнека, який транспортує зерно на висоту 1 м під кутом  $45^\circ$  до вивантажувального патрубка розміщеного у верхній частині.

В залежності від поставлених задач і отримання необхідних даних, гвинтовий транспортер та крутопохилий шнек можуть працювати поодиноці або експлуатуватися разом створюючи замкнутий цикл процесу переміщення сипкого матеріалу гвинтовими робочими органами.

При проведенні експериментальних досліджень гвинтового транспортера фіксувалися наступні параметри:

- частота обертання гвинтового робочого органу;
- зазор між торцями витків гвинта та внутрішньою стінкою кожуха транспортера;
- кут нахилу гвинтового транспортера;
- потужність на двигуні (сила струму і напруга на вході в двигун).

За допомогою автотрансформатора типу ЛАТР змінювалась частота обертання гвинтового робочого органу, яка визначалась за показами лазерного тахометра DT-0071, що дозволяє здійснювати вимірювання в діапазоні від 10 до 10 тис. об/хв. з точністю  $\pm 0,02\%$ .

Зазор між торцями витків гвинтового робочого органу і внутрішньою стінкою кожуха та кут нахилу транспортера контролювався за допомогою регулювальних шкал, що встановлені на кожусі (рис. 3, а) над механізмом переміщення із підшипниковим вузлом і направляючих з отворами (рис. 3, б).

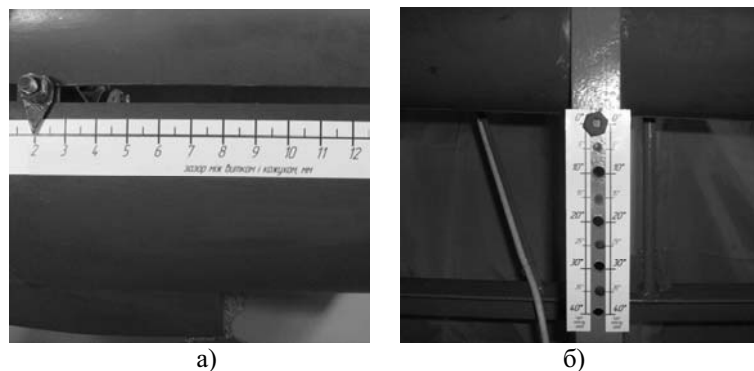


Рисунок 3 – Регулювальні механізми, шкали (а, б) експериментальної установки

Продуктивність гвинтового транспортера визначалася за масою зернового матеріалу і часом заповнення мірного посуду, що встановлювався в бункері навпроти вивантажувального патрубку [2].

При визначенні травмування матеріалу після переміщення гвинтовим робочим органом, з бункера відбиралися проби зерна відповідно до діючих державних стандартів [3, 4].

Дослідження зміни форми профілю витка гвинтового робочого органу виконувались методом зняття відбитків (реплік) з досліджуваних ділянок. Для цього використовувався конденсаційний силіконовий відбитковий матеріал STOMAFLEX та каталізатор (активатор).

Зняття відбитків з досліджуваних ділянок здійснювалось через рівні проміжки напрацювання в характерних перерізах що мають відмітки на пасивних ділянках гвинта.

Візуальним спостереженням і обробкою зображень після знімання цифровою камерою встановлювались напрямки руху частинок при зміні конструктивних параметрів в тихохідному (а) та швидкохідному (б) режимах роботи гвинтового транспортера (рис. 4).

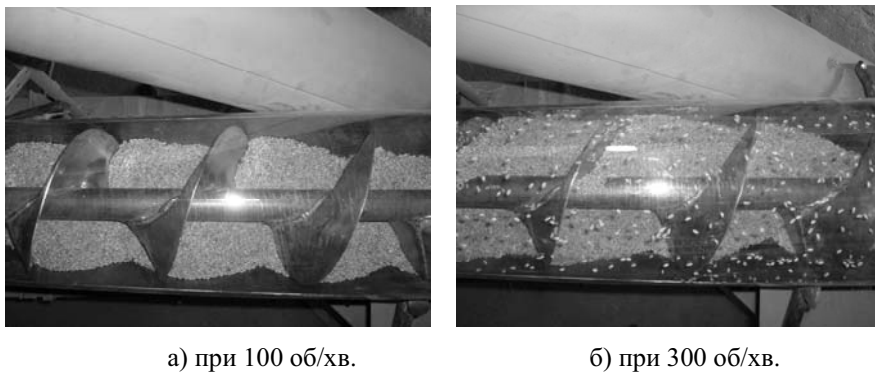


Рисунок 4 – Дослідження руху зернового матеріалу

Енергетична оцінка роботи гвинтового транспортера проводилась в стаціонарних умовах з підключенням електровимірювальних приладів до загальної схеми електроприводу транспортера експериментальної установки. Вимірявши силу струму за допомогою амперметра і напругу вольтметром на вході в двигун визначалася потужність  $N_{\text{дв}} = IU$  на двигуні.

При проведенні дослідів використовувався метод математичного планування експерименту [5, 6]. Для опису досліджуваних процесів була вибрана математична модель виду:

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^n b_i x_i + \sum_{i < j} b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^n b_{ii} x_i^2, \quad (1)$$

де  $y$  – параметр оптимізації;

$b_0, b_i, b_{ij}, b_{ii}$  – коефіцієнти регресії, по величині яких, можна з'ясувати ступінь впливу відповідних факторів;

$x_1, x_2, \dots, x_n$  – фактори, що впливають на параметр, який вивчається.

Параметрами (критеріями) оптимізації при проведенні досліджень вибрані:  $Q_m$  – продуктивність транспортера, кг/с,  $T_{\text{зм}}$  – травмування зернового матеріалу, що переміщується, %,  $N_{\text{пр}}$  – потужність на привід робочого органу, Вт/м. Критерії досліджуються на екстремум:  $T_{\text{зм}}$ ,  $N_{\text{пр}}$  – на мінімум, а критерій  $Q_m$  – на максимум.

Факторами, що суттєво впливають на критерії оптимізації є:

- частота обертання гвинтового робочого органу –  $n_{\text{про}}$ ;
- зазор між витком та кожухом транспортера –  $H$ ;
- кут нахилу гвинтового транспортера –  $\beta_m$ .

В плануванні експерименту фактори змінюються на двох крайніх рівнях, а також на нульовому рівні (табл. 1). Таким чином проводився багатофакторний експеримент типу  $2^3$ .

Таблиця 1 – Інтервали та рівні варіювання факторів

Показники	Кодове позначення	Фактори та їх позначення		
		Частота обертання $n_{\text{про}}$ , об/хв.	Зазор між витком та кожухом $H$ , мм	Кут нахилу транспортера $\beta_m$ , град.
Умове позначення	$x_i$	$x_1$	$x_2$	$x_3$
Верхній рівень	+1	300	12	20
Основний рівень	0	200	7	10
Нижній рівень	– 1	100	2	0
Інтервал варіювання	$\varepsilon$	100	5	10

Планування проведення експериментів здійснювалось по типу симетричного не композиційного плану Бокса-Бенкена [7].

Перед проведенням досліджень визначався ряд показників [2, 8-10], що характеризують умови проведення випробувань. Після чого, експериментальний гвинтовий транспортер встановлений на лабораторній установці здійснював переміщення зернового матеріалу від завантажувального лотка до розвантажувального патрубку, паралельно фіксувалися покази вимірювальних приладів (тахометр, амперметр і вольтметр). Перед використанням приладів виконувалось їх тарування.

Обробка даних, отриманих в результаті проведення дослідів, здійснювалась на ПЕОМ з використанням методів математичної статистики. При цьому визначалися оцінні статистичні показники.

**Висновки.** Розроблена методика проведення експериментальних досліджень гвинтових транспортерів. Заплановано проведення серії багатофакторних експериментів із визначення впливу конструктивно-кінематичних параметрів транспортера на ефективність переміщення зернового матеріалу та довговічність гвинтового робочого органу.

## Список літератури

1. Пат. 58312 Україна, МПК В65G 33/00. Гвинтовий транспортер / А.І. Бойко, В.М. Савченко, В.Л. Куликівський; заявник та патентотримач Куликівський В.Л. – № u201010970; заяв. 13.09.2010; опубл. 11.04.2011, Бюл. № 7.
2. ГОСТ Р 52758-2007. Погрузчики и транспортеры сельскохозяйственного назначения. Методы испытаний. – М.: ФГУП СТАНДАРТИНФОРМ, 2007. – 54 с.
3. ГОСТ 13586.3-83. Зерно. Правила приемки и методы отбора проб. – М.: Издательство стандартов, 1984. – 62 с.
4. ДСТУ 4138-2002. Насіння сільськогосподарських культур. Методи визначення якості. – К.: Редакційно-видавничий відділ УкрНДІССІ, 2003. – 172 с.
5. Листопад І.А. Планирование эксперимента в исследованиях по механизации сельскохозяйственного производства / И.А. Листопад. – М.: Агропромиздат, 1989. – 88 с.
6. Мельников С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Рошин. – Ленинград: Колос, 1972. – 200 с.

7. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. Изд. 2-е переработ. и доп. / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М.:Наука, 1976. – 279 с.
8. Гевко Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский. – Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. – 176 с.
9. ГОСТ 20915-75. Сельскохозяйственная техника. Методы определения условий испытаний. – М.: Издательство стандартов, 1975. – 118 с.
10. Кузнецов В.В. Методы уменьшения износа поверхностей трения зерноочистительных агрегатов / В.В. Кузнецов. – Воронеж: Изд-во ВГУ, 1984. – 132 с.

*В. Куликовский*

**Методика экспериментальных исследований эффективности работы и долговечности винтового рабочего органа транспортера**

Приведена методика экспериментальных исследований эффективности работы и долговечности винтового рабочего органа транспортера. Представлена лабораторная установка для проведения исследований с установленными на ней необходимыми устройствами, механизмами и приборами, для изменения, регулирования и измерения конструктивно-кинематических параметров экспериментального винтового транспортера. Определены критерии оптимизации, а также факторы, которые влияют на них.

*V. Kulivskiy*

**Method of experimental researches of work and longevity of spiral working organ of conveyer**

The method of experimental researches of work and longevity of spiral working organ of conveyer is resulted. A laboratory fluidizer is presented lead through of researches with the necessary devices mechanisms and devices set on it for a change, adjusting and measuring of structurally kinematics parameters of experimental spiral conveyer. The criteria of optimization, and also factors which influence on them, are certain.

Одержано 09.09.11

## Зміст

<i>В.В. Адамчук, В.М. Булгаков, С.Ф. Пилипака, М.Веселовські, Я.Новак</i> Теорія відносного руху матеріальної частинки по поверхні горизонтального циліндра, який обертається навколо вертикальної осі.....	3
<i>І.В. Головач, М.О. Свірень</i> Обґрунтування ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом.....	14
<i>О.В. Сидорчук, Г.Б. Иноземцев, В.О. Паранюк, С.Й. Ковалишин</i> Проблеми підвищенні продуктивності агроландшафтів.....	24
<i>В.М.Булгаков, В.О.Дубровін, М.І. Черновол</i> Стан та перспективи розвитку механізації сільського господарства.....	30
<i>А.І. Бойко, М.О. Свірень, І.О. Лісовий</i> Дослідження енергетичних показників і встановлення раціональних параметрів зубчатого робочого органу сошника прямого посіву.....	47
<i>І.В. Головач, О.М. Черниш, М.Г. Березовий, В.І. Солтисюк</i> Застосування рівнянь Ейлера при дослідженні вібраційного викопування коренеплодів.....	53
<i>Л.Н. Тищенко, М.В. Слипченко</i> К составлению уравнений динамики зерновой смеси на тарельчатом разбрасывателе виброцентробежного сепаратора.....	62
<i>В.М. Булгаков, І.В. Головач, М.О. Свірень, І.М. Кіров</i> Основні принципи теорії вібраційного викопування коренеплодів.....	67
<i>В.І. Кравчук, В.П. Давидюк</i> Аналітичне відображення кінематичного зв'язку, як передумова створення теоретичних моделей взаємодії пружно – в'язких елементів механічної системи.....	76
<i>Л. Шпокас, С. Петкявичюс, В.М. Булгаков</i> Экспериментальное исследование обмолота початков кукурузы .....	87
<i>І.В. Головач, М.Г. Березовий, М.О. Свірень, В.М. Пришляк</i> Теорія викопування коренеплодів вібраційним способом.....	93
<i>В.І. Рубльов</i> Система показників якості сільськогосподарської техніки та їх оцінка .....	111
<i>Б.И. Бутаков, А.В. Зубехина</i> Обкатывание игольчатыми роликами резьб с широкой впадиной и архимедовых червяков.....	116



<i>В.М. Булгаков, Г.М. Калетнік, І.Є. Кравченко, В.М. Пришляк</i> Динаміка важільних механізмів сільськогосподарських машин.....	128
<i>В.Б. Струтинський, А.М. Кириченко</i> Експериментальне визначення матриці жорсткості моделі гексапода.....	133
<i>В.І. Рубльов</i> Види моделей сертифікації сільськогосподарської техніки.....	141
<i>А.А. Дудніков, О.І. Біловод, О.В. Канівець, В.В. Дудник</i> Роль теорії надійності у підвищенні якості машин.....	147
<i>Т.І. Рибак, А.В. Бабій, А.Й. Матвійшин</i> Новий пристрій для непрямого контролю за ростом тріщин в несучих системах мобільної техніки.....	150
<i>А.І. Бойко, О.В. Бондаренко</i> Дослідження надійності кукурудзозбиральних машин при їх старінні, незмінній базі технічного обслуговування і використанні пасивного резервування.....	154
<i>М.В. Молодик, М.О. Василенко, Ю.І. Лисіков, О.М. Іванов</i> Перспективні напрями підвищення довговічності пар тертя сільськогосподарської техніки.....	161
<i>А.І. Бойко</i> Використання принципу інваріантності при вирішенні проблем підвищення надійності сільськогосподарської техніки.....	167
<i>В.П. Ольшанський, С.В. Ольшанський</i> Спрощений розрахунок коливань зернової суміші, які спричинені нерівномірним обертанням циліндричного решета .....	173
<i>І.А. Шевченко, В.В. Лиходід</i> Результати дослідження процесу двоступінчастого віджимання вологонасиченої вовни.....	179
<i>Е.К. Посвятенко, Р.В. Будяк</i> Шляхи зниження втрат робочої рідини у гідросистемах при експлуатації сільськогосподарських машин.....	185
<i>А.П. Ладанюк, Л.О. Власенко, Р.О. Бойко</i> Проблеми системного сценарно-цільового управління технологічним комплексом (ТК) цукрового заводу.....	188
<i>А.І. Бойко, С.С. Карабиньов, М.О. Пенкін</i> Особливості визначення величини мікродеформування поверхні деталі під дією зовнішнього навантаження спекл-інтерферометрією.....	195
<i>В.В. Шимелюк, І.М. Бендера</i> Оптимізація форми молотильних елементів пристрою для обмолоту качанів кукурудзи.....	200

<i>А.І. Бойко, Л.А. Савченко</i> Перспективи підвищення стійкості руху машинно-тракторних агрегатів.....	206
<i>М.О. Свірень, С.М. Леценко, А.І. Бойко, О.О. Банний</i> Результати експериментальних досліджень роботи висіваючих апаратів посівних машин для систем точного землеробства .....	208
<i>М.І. Іванов, І.М. Подолянин, А.С. Гунько</i> Застосування гідропривода поперечних коливань доочисників гичкозбиральної машини.....	217
<i>В.В. Тарасюк, В.Ф. Дідух</i> Дослідження переносу теплоти від нагрітої поверхні до гранул ОМД кулястої форми.....	223
<i>А.С. Кобець, Н.О. Нагієва</i> Дослідження впливу параметрів роторних робочих органів на якісні показники роботи розкидачів мінеральних добрив.....	228
<i>Р.А. Хлопецький, В.Ф. Дідух</i> Кінематичний аналіз фрези для добування сапропелю.....	233
<i>А.В. Рудь, О.В. Думанський</i> Регулювання потужності дизельного двигуна машинно-тракторного агрегату.....	238
<i>Л.П. Середа, М.В. Зінєв, Ю.В. Щаблевський</i> Розробка і дослідження роботи мобільних агрегатів для отримання біогазу і твердопаливної щепи.....	243
<i>В.М. Кропівний, І.В. Шепеленко, В.В. Черкун</i> Розробка та дослідження складу технологічного середовища для ФАБВО.....	248
<i>І.А. Дудніков</i> Оцінка надійності машин та шляхи її підвищення.....	252
<i>А.С. Лімонт</i> Вантажно-транспортне забезпечення збирання льонотрести .....	256
<i>М.П. Артьомов</i> Дослідження критеріїв керованості мобільних сільськогосподарських машин.....	265
<i>І.І. Мельник, В.І. Сапсай, Г.І. Барабаш, В.М. Зубко, В.В. Чуба</i> Математична модель визначення оптимального складу агрегатів у рослинництві.....	272
<i>О.М. Васильковський, В.М. Сало, М.М. Петренко, Я.С. Васильковський</i> Суміщення технологічних операцій у виробництві олії.....	279
<i>В.М. Швайко, С.С. Тищенко</i> Моделювання руху частинки по прямолінійній лопаті роторного прискорювача.....	283

<i>М.М. Петренко, М.І. Васильковський, К.В. Васильковська</i> До обґрунтування параметрів пневмомеханічного висівного апарата з периферійним розташуванням комірок для точного висіву насіння просапних культур.....	287
<i>В.Г. Писаренко</i> Особенности процессов изнашивания трибосопряжений в условиях высокоскоростного трения.....	293
<i>Ю.В. Мачок, В.В. Аулін, Є.К. Солових, І.К. Солових</i> Обґрунтування конструкції полозкового сошника з самозагострюваним лезом полозу.....	297
<i>В.И. Ветохин</i> К теории почвообрабатывающего клина.....	301
<i>А.А. Яцук, Р.В. Кірчук</i> Дослідження кінетики сушіння насіння льону олійного з розробкою конструкції сушарки.....	309
<i>К.М. Думенко</i> Нові шляхи підвищення надійності зернозбиральних машин .....	315
<i>П.В. Попович, О.П. Цьонь, Т.А. Довбуш</i> Обґрунтування параметрів обладнання для випробувань багатоступінчатих редукторів розкидачів твердих органічних добрив.....	321
<i>Г.В. Теслюк, Б.А. Волик, А.М. Семенюта</i> Вплив різних варіантів постановки корпусів дискового плуга на структурно-агрегатний склад ґрунту.....	326
<i>О.А. Горбенко, О.Я. Чебан</i> Обґрунтування вибору конструкції і режимів роботи подрібнюючого модуля машини для подрібнення і протирання томатів.....	331
<i>А.Г. Лукашенко, Д.А. Лукашенко, С.А. Міценко</i> Методологія організації бази даних на основі теорії неповної подібності та розмінностей.....	336
<i>С.П. Степаненко</i> Аналітичні дослідження впливу двонаправленої вібрації робочих органів сепаратора на інтенсифікацію процесу розділення зерна.....	340
<i>В.Ф. Кузьменко</i> Стан та тенденції зміни основних робочих органів кормозбиральних комбайнів.....	347
<i>О.А. Горбенко, В.В. Стрельцов</i> Впровадження енергоефективної техніки в олійному виробництві.....	354
<i>А.В. Хомич, І.М. Дударєв</i> Дослідження роботи льономолотарки.....	360

<i>І.В. Думенко</i> Проблеми самонавчання охорони праці.....	366
<i>О.Р. Полішкевич</i> Аналітичний огляд існуючих проблем збирання кукурудзи.....	370
<i>О.М. Черниш</i> Запас міцності при циклічному навантаженні.....	375
<i>В.А. Грубань</i> Конструктивно-технологічні передумови вдосконалення качаноочисних пристроїв.....	379
<i>М.В. Завірюха</i> Дослідження процесу різання інтегрованим різальним пристроєм.....	385
<i>І.М. Ілюшик</i> Експериментальні дослідження динаміки процесу екскавації сапропелів грейфером.....	391
<i>В.Є. Пилип</i> Розробка адаптованого пристрою для збирання кукурудзи.....	396
<i>О.І. Ракул</i> Дослідження опору плодоніжки качанів кукурудзи деформації крученням.....	401
<i>С.П. Тримбач, О.М. Вечера</i> Сучасний стан та перспективи розвитку машин для протруювання насіння с.-г. культур.....	406
<i>А.М. Борис</i> Теоретичні дослідження втрат цукроносної маси та залишків гички при різних способах її збирання.....	414
<i>П.М. Луц</i> Результати попередніх досліджень зневоднення пивної дробини.....	420
<i>Д. М. Лисенко</i> Обґрунтування параметра оптимізації фракціонування сухої листостеблової маси....	425
<i>Е.Б. Алієв, О.С. Тісліченко</i> Конструкційно-технологічна схема комплексу устаткування контролю вакуумметричних параметрів доїльного обладнання.....	428
<i>В.Л. Куликівський</i> Методика експериментальних досліджень ефективності роботи та довговічності гвинтового робочого органу транспортера.....	433

**Конструювання, виробництво та експлуатація  
сільськогосподарських машин**

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник

Заснований у 1971 році

Випуск 41

Частина I

Відповідальний за випуск М.М. Косінов

Комп'ютерна верстка І.М. Каліч

Тиражування О. Г. Каліч

*Приватне підприємство «Ексклюзив-Систем»  
Свідоцтво про реєстрацію № 05720-ПП-1 від 10.12.1996.  
25006, м. Кіровоград, вул. Шевченка, 25  
тел./факс 24-35-53*

Здано в набір 25.10.2011 Підписано до друку 28.10.2011. Формат 60x84 1/8.  
Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman Умов. друк. арк.29.75  
Обл. вид. арк. 37,7. Наклад 300 прим. Замовлення №00035.